

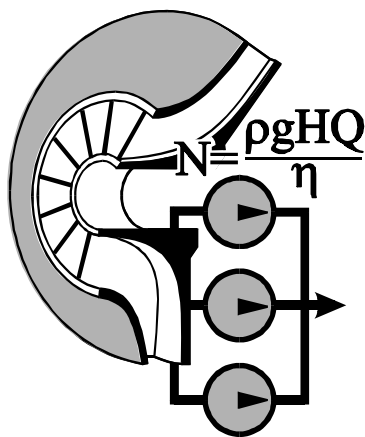
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Белгородская государственная технологическая академия
строительных материалов

П. А. Трубаев, П. В. Беседин

ПРАКТИКУМ
ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МАШИНАМ
И КОМПРЕССОРАМ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Белгород 2001

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

Т 77

Рецензенты:

Л. С. Гордеев, действительный член Российской инженерной академии, д-р техн. наук, проф.,
зав. кафедрой кибернетики РХТУ им. Д. И. Менделеева;

И. М. Тынников, канд. техн. наук,
технический директор ОАО «Осколцемент»;

В. М. Коновалов, канд. техн. наук, доцент кафедры
технологии цемента и композиционных материалов БелГТАСМ

Трубаев П. А.

Т77 Практикум по гидравлическим машинам и компрессорам:
Учеб. пособие / П. А. Трубаев, П. В. Беседин. – Белгород: Изд-во
БелГТАСМ, 2001. – 108 с.

В издании рассмотрены расчеты насосов, вентиляторов и компрессоров, выполняемые при проектировании и эксплуатации систем энергоснабжения промышленных предприятий. Содержит примеры решения задач, контрольные задачи, необходимые справочные материалы и расчетные формулы.

Предназначено в качестве учебного и справочного пособия для студентов специальности 100800 – Энергетика теплотехнологии при изучения дисциплины «Энергетический комплекс промышленного предприятия».

Ил. 67. Табл. 85. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

© П. А. Трубаев, П. В. Беседин, 2001

© Белгородская государственная
технологическая академия
строительных материалов
(БелГТАСМ), 2001

Введение

Основой всех систем снабжения промышленных предприятий энергоресурсами, важной частью парогенерирующих и котельных агрегатов являются нагнетатели (то есть насосы, вентиляторы, компрессоры) и транспортная трубопроводная система. Поэтому гидравлический расчет трубопроводных систем, расчет режимов работы нагнетателей в этих сетях является важной частью как проектирования систем энергоснабжения, так и их оптимальной эксплуатации.

Издание содержит необходимые справочные материалы и расчетные формулы, примеры решения задач и контрольные задачи для самостоятельного решения по разделу «Гидравлические машины и компрессоры» курса «Энергетический комплекс промышленного предприятия». На примере решения практических задач разбираются такие важные вопросы, как оптимальная работа нагнетателей в сети, совместная работа нескольких нагнетателей, выбор наиболее экономически выгодных способов регулирования нагнетателей, термодинамические расчеты процессов сжатия газов.

Размерности величин приводятся в системе СИ, если отдельно не указывается иная размерность. Внесистемные размерности используются в том случае, если они установлены соответствующими российскими и европейскими стандартами, например, для частоты вращения электродвигателей или подачи (производительности) насосов и вентиляторов. В конце издания помещен список условных обозначений, используемых в тексте.

1. ПОДАЧА, ДАВЛЕНИЕ И НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЕ НАГНЕТАТЕЛЯМИ

Основные расчетные формулы

Подача – количество среды, проходящей через нагнетатель в единицу времени. Она бывает массовой M , кг/с, и объемной Q , м³/с:

$$M = \rho Q. \quad (1)$$

Давление Δp , Па, развиваемое насосами и вентиляторами, согласно стандарту, определяется как разница энергии потока на выходе (точка 2, рис. 1.1) и на входе нагнетателя (точка 1):

$$\Delta p = p_2 - p_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho + \rho g (h_2 - h_1). \quad (2)$$

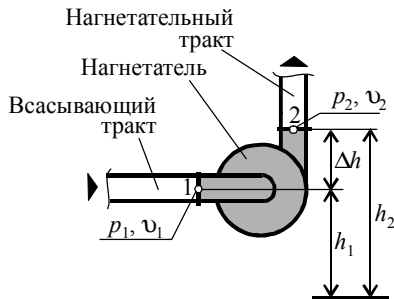


Рис. 1.1. Характеристики насоса

Статическая и динамическая составляющие развиваемого давления:

$$\Delta p_{\text{ст}} = p_2 - p_1 + \rho g (h_2 - h_1); \quad (3)$$

$$\Delta p_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho; \quad (4)$$

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{дин}} = p_{\text{ст}2} - p_{\text{ст}1} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho. \quad (5)$$

Скорость среды в трубопроводах

$$v = Q / S. \quad (6)$$

Напор – это давление, выражаемое в единицах высоты столба перемещаемой жидкости:

$$H = \frac{p}{\rho g}; \quad p = \rho g H. \quad (7)$$

Напор, развиваемый насосом,

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_2 - h_1. \quad (8)$$

Перевод единиц давления представлен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Перевод единиц давления

	Па	кгс/см ²	м вод. ст.	мм вод. ст.	мм рт.ст.
Па	–	1,02·10 ⁻⁵	1,02·10 ⁻⁴	0,102 (9,81 ⁻¹)	0,0075
кгс/см ²	98 100	–	10	10 000	735,3
м вод. ст.	9 810	0,1	–	1000	73,53
мм вод. ст.	9,81	10 ⁻⁵	0,001	–	0,07353
мм рт. ст.	133,3	0,00136	0,0136	13,6	–

Пример: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 7 мм рт. ст. = 7·133,3 = 933,1 Па.

Пример 1. Перевод единиц давления

Перевести 12 мм ртутного столба в метры водяного столба.

1-й способ. Так как 1 мм рт. ст. = 133,3 Па, то 12 мм рт. ст. = 12·133,3 = 1600 Па.

Так как 1 Па = 1,02·10⁻⁴ м вод. ст., то 1600 мм рт. ст. = 1600·1,02·10⁻⁴ = 0,163 м вод. ст.

Таким образом, 12 мм рт. ст. = 0,163 м вод. ст.

2-й способ. $h_2 = h_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} = 12 \cdot 10^{-3} \frac{13\,600}{1000} = 0,163 \text{ м вод. ст.}$

Пример 2. Перевод напора в развиваемое давление

Насос развивает напор 30 м. Какое при этом насос развивает давление, если он перекачивает: а) холодную воду ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$); б) горячую воду ($\rho = 972 \text{ кг/м}^3$); в) фреон ($\rho = 1330 \text{ кг/м}^3$).

Перевод осуществляем по формуле $p = \rho g H$.

а) $p = 30 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 294\,300 \text{ Па} = 0,294 \text{ МПа}$;

б) $p = 30 \cdot 972 \cdot 9,81 = 286\,100 \text{ Па} = 0,286 \text{ МПа}$;

в) $p = 30 \cdot 1330 \cdot 9,81 = 391\,400 \text{ Па} = 0,391 \text{ МПа}$.

Пример 3. Расчет напора, развиваемого насосом

Насос перекачивает воду. Манометр во всасывающем тракте показывает разрежение 0,05 атм, манометр на нагнетательном тракте – избыточное давление 0,85 атм. Расстояние между манометрами по вертикали 30 см. Диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы. Определить развиваемый насосом напор.

$$\text{Напор определяется по формуле } H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta h.$$

Так как $d_1 = d_2$, то $v_1 = v_2$. Переводим давление в Па:

$$p_1 = -0,05 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = -4905 \text{ Па (знак «-» показывает разрежение);}$$

$$p_2 = 0,85 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 83385 \text{ Па.}$$

$$\text{Напор: } H = \frac{83385 + 4905}{9,81 \cdot 1000} + 0,3 = 9,3 \text{ м.}$$

Давление без перевода в Па можно сразу перевести в м вод. ст.:

$$H_1 = -0,05 \cdot 10 = -0,5 \text{ м вод. ст.}; \quad H_2 = 0,85 \cdot 10 = 8,5 \text{ м вод. ст.};$$

$$H = H_1 + H_2 + \Delta h = 8,5 + 0,5 + 0,3 = 9,3 \text{ м.}$$

Пример 4. Расчет давления, развиваемого вентилятором

Вентилятор нагнетает воздух с подачей 30 тыс. м³/мин и температурой 25 °С. По его характеристикам при такой подаче он развивает давление 65 мм вод. ст. Всасывающий тракт имеет квадратную форму со стороной 1,2 м, нагнетательный – круглую диаметром 1 м. Манометр на всасывающем тракте показывает статическое разрежение 260 Па. Определить статическое давление на выходе вентилятора.

Используем формулу

$$\Delta p = p_{\text{ст } 2} - p_{\text{ст } 1} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho, \text{ откуда } p_{\text{ст } 2} = \Delta p + p_{\text{ст } 1} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho.$$

Перевод давления в Па: $\Delta p = 65 \text{ мм вод. ст.} = 65 \cdot 9,81 = 637,7 \text{ Па}$.

Перевод подачи: $Q = 30 \text{ тыс. м}^3/\text{с} = 30\,000 / 3600 = 8,33 \text{ м}^3/\text{с}$.

Скорости во всасывающем и нагнетательном тракте рассчитаем по подаче и площади сечения:

$$v = \frac{Q}{S_{\text{сеч}}}; \quad v_1 = \frac{Q}{a^2} = 5,78 \text{ м/с}; \quad v_2 = \frac{Q}{0,25 \pi d^2} = 10,62 \text{ м/с}.$$

Плотность воздуха при 25 °C: $\rho = \rho_0 T_0 / T = 1,293 \cdot 273 / (273 + 25) = 1,185 \text{ кг/м}^3$.

Окончательно имеем (знак «-» перед $p_{\text{ст } 1}$ показывает разрежение)

$$p_{\text{ст } 2} = 637,7 - 260 - \frac{10,62^2 - 5,78^2}{2} 1,185 = 330,7 \text{ Па}.$$

Контрольная задача 1

Насос перекачивает воду с подачей Q , м³/мин (табл. 1.2). Диаметр всасывающего тракта d_1 , мм, нагнетательного – d_2 , мм. Манометр на всасывающем тракте показывает разрежение p_1 , мм рт. ст., на нагнетательном – избыточное давление p_2 , кгс/см². Расстояние по вертикали между манометрами 40 см. Пренебрегая потерями на трение и местные сопротивления, определить напор, развиваемый насосом.

Таблица 1.2

Варианты задания

№	Q	d ₁	d ₂	p ₁	p ₂	№	Q	d ₁	d ₂	p ₁	p ₂	№	Q	d ₁	d ₂	p ₁	p ₂
1	15,3	300	300	160	4,4	11	8,0	250	350	135	3,3	21	12,4	230	360	105	3,5
2	6,3	240	340	180	3,7	12	10,2	260	350	120	3,2	22	13,1	220	340	185	2,2
3	12,6	240	360	105	4,4	13	14,6	260	370	160	3,5	23	8,4	260	400	150	2,6
4	10,9	260	350	195	3,1	14	13,8	280	390	140	2,5	24	12,3	220	320	120	2,1
5	11,4	230	340	135	3,5	15	11,0	260	340	115	3,5	25	10,5	230	310	140	3,4
6	15,9	240	330	150	2,6	16	6,6	230	310	130	2,3	26	14,1	260	390	195	2,4
7	7,0	220	380	160	2,1	17	13,9	220	330	190	4,8	27	15,8	290	380	160	4,6
8	9,8	290	400	110	3,2	18	14,8	210	400	125	3,1	28	9,9	280	380	195	2,8
9	9,4	290	320	175	3,6	19	11,9	260	300	115	2,1	29	9,4	240	300	130	4,9
10	8,2	300	300	170	2,6	20	6,4	250	310	160	3,2	30	12,0	270	340	190	2,9

2. РАБОТА, МОЩНОСТЬ И КПД НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Основные расчетные формулы

Удельная полезная работа (сообщаемая одному кг потока):

$$A_{\text{п}} = gH = \frac{\Delta p}{\rho}. \quad (9)$$

Полезная мощность:

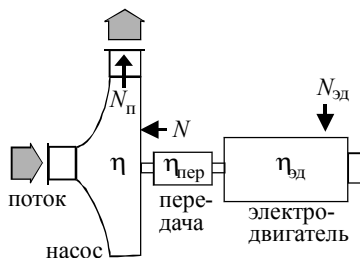
$$N_{\text{п}} = M \cdot A_{\text{п}} = \rho g H Q. \quad (10)$$

КПД насосной установки
(рис. 2.1):

$$\eta_{\text{уст}} = \eta \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{эд}}. \quad (11)$$

КПД насоса (рис. 2.2):

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{o}} \eta_{\text{м}} = \eta_{\text{i}} \eta_{\text{м}}. \quad (12)$$



**Рис. 2.1. Потери энергии
в насосной (вентиляторной)
установке**

Установки $\eta_{\text{уст}}$				
насоса (вентилятора) η			передачи $\eta_{\text{пер}}$	электродвигателя (привода) $\eta_{\text{эд}}$
внутренний (индикаторный) η_{i}		механический $\eta_{\text{м}}$		
гидравлический $\eta_{\text{г}}$	объемный η_{o}			

Рис. 2.2. КПД насоса и насосной установки

Мощность, подводимая на вал насоса и вентилятора,

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{Q \Delta p}{\eta}. \quad (13)$$

Мощность, потребляемая электродвигателем,

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{уст}}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{\text{уст}}} = \frac{Q \Delta p}{\eta_{\text{уст}}}. \quad (14)$$

Пример 5. Полезная мощность

Определить полезную мощность, если насос перекачивает воду и работает с подачей $2800 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором 60 м .

Переведем подачу к системе Си: $Q = 2800/3600 = 0,78 \text{ м}^3/\text{с}$.

Полезная мощность насоса:

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0,78 = 459\,100 \text{ Вт} \approx 460 \text{ кВт}.$$

Пример 6. Мощность, потребляемая электродвигателем

Определить мощность электродвигателя, если насос перекачивает воду с подачей $0,23 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 48 м . КПД насосной установки $0,7$.

Мощность электродвигателя

$$N_{\text{эд}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{\text{уст}}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 48 \cdot 0,23}{0,7} = 154\,700 \text{ Вт} = 155 \text{ кВт}.$$

Пример 7. Расчет КПД дымососа

Дымосос работает с давлением 9 мм рт. ст. и подачей $14 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$. Электродвигатель потребляет $6,1 \text{ кВт}$. Определить КПД установки.

Используем формулу $N_{\text{эд}} = \frac{Q \Delta p}{\eta_{\text{уст}}}$, откуда $\eta_{\text{уст}} = \frac{Q \Delta p}{N_{\text{эд}}}$. Переведем характеристики в систему Си:

– давление $\Delta p = 9 \text{ мм рт. ст.} = 9 \cdot 133,3 = 1200 \text{ Па}$;

– подача $Q = 14 \text{ тыс. м}^3/\text{ч} = 14\,000 / 3600 = 3,89 \text{ м}^3/\text{с}$;

– мощность $N_{\text{эд}} = 6,1 \text{ кВт} = 6100 \text{ Вт}$.

$$\text{КПД установки } \eta_{\text{уст}} = \frac{3,89 \cdot 1200}{6100} = 0,765.$$

3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ И ПЕРЕДАЧИ

Справочные сведения и расчетные формулы

Выбор привода по потребляемой мощности:

- свыше 6 МВт – паротурбинный привод (с обязательным использованием отработанного пара);
- от 500 до $10\,000 \text{ кВт}$ – синхронные электродвигатели;
- менее 500 кВт – асинхронные (частота вращения $\geq 750 \text{ мин}^{-1}$).

Номинальные мощности электродвигателей, кВт (ГОСТ 12139-84): 0,12; 0,18; 0,25; 0,37; 0,55; 0,75; (10); 11; (13); 15; (17); 18,5; (20); 22; (25); 30; (33); 37; (40); 45; (50); 55; 63; 75; (80); 90; (100); 110; (125); 132; 150; 160; 185; 200; 220; 250; 280; 300; 315; 335; 355; 375; 400; 425; 450; 475; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2250); 2500; (2800); 3150; 3550; 4000; (4500); 5000; (560); 6300; (7100); 8000; (9000); 10000. Приведены мощности свыше 100 Вт, в скобках указаны несерийные электродвигатели.

Справочные данные по двигателям представлены в табл. 3.1-3.3.

Таблица 3.1

Частота вращения электродвигателей (ГОСТ 10683-73)*

Тип	Размерность	Число пар полюсов							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Синхронные	мин ⁻¹	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375
	Гц	50	25	16,67	12,5	10	8,33	7,14	6,25
Асинхронные	мин ⁻¹	2960	1450	960	730	585	490	425	370

*Также выпускаются двигатели с частотами 300; 250; 214,3; 187,5; 166,6; 150; 125; 100 мин⁻¹.

Таблица 3.2

Мощность трехфазных асинхронных электродвигателей (ГОСТ 19523-81Е)*

Исполнение								
закрытое				защищенное				
Тип	Частота вращения, мин ⁻¹			Тип	Частота вращения, мин ⁻¹			
	3000, 1500	1000	750, 600, 500		3000	1500	1000	750, 600, 500
1	2	3	4	5	6	7	8	9
4A132M	11	7,5	7,5	—	—	—	—	—
4A160S	15	11	11	4AH160S	22	18,5	—	—
4A160M	18,5	15	15	4AH160M	30	22	—	—
4A180S	22	—	—	4AH180S	37	30	18,5	—
4A180M	30	18,5	18,5	4AH180M	45	37	22	18,5
4A200M	37	22	22	4AH200M	55	45	30	22
4A200L	45	30	30	4AH200L	75	55	37	30
4A255M	55	37	37	4AH255M	90	75	45	37
4A250S	75	45	45	4AH250S	110	90	55	45
4A250M	90	55	55	4AH250M	132	110	75	55

Окончание табл. 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
4A280S	110	75	75	4АН280S	160	132	90	75
4A280M	132	90	90	4АН280M	200	160	110	90
4A315S	160	110	110	4АН315S	—	200	132	110
4A315M	200	132	132	4АН315M	250	250	160	132
4A355S	250	160	160	4АН355S	315	315	200	160
4A355M	315	200	200	4АН355M	400	400	250	200

*Обозначение: 4 – серия; А – материал (алюминий); Н – защищенное исполнение; S, L, M – размер (короткий, средний, длинный).

Таблица 3.3

**Мощность трехфазных асинхронных электродвигателей
(ГОСТ 24915-81)***

Тип	Частота вращения, мин ⁻¹					
	3000	1500	1000	750	600	500
350LK	200/—	200/—	—	—	—	—
355L	250/200	250/200	200/—	—	—	—
355X	315/250	315/250	250/200	—	—	—
355Y	400/315	400/315	—	—	—	—
400XK	—	—	315/250	—	—	—
400X	—	500/400	400/315	250/200	200/—	—
400Y	—	630/500	500/400	315/250	250/200	—
450X	—	800/630	630/500	400/315	315/250	250/200
450YK	—	—	—	500/400	—	—
450Y	—	1000/800	800/630	630/500	400/315	315/250

* Первой указана мощность в закрытом исполнении, второй – в защищенном исполнении.

Установочная мощность электродвигателя:

$$N_{\text{уст}} = k_3 k_T N_{\text{эд}}, \quad (15)$$

где k_3 – коэффициент запаса, учитывающий возможность превышения мощности (табл. 3.4); k_T – коэффициент запаса, учитывающий ухудшение теплоотдачи от обмоток в условиях повышения температуры (табл. 3.5).

КПД электродвигателей зависит от их степени загрузки (табл. 3.6 и 3.7).

Таблица 3.4

**Коэффициент запаса
по мощности**

Мощность, кВт	Коэффициент запаса k_z
Менее 20	1,25
20÷30	1,20
30÷300	1,15
Более 300	1,1

Таблица 3.5

**Коэффициент запаса
в жарких условиях**

Температура окружающей среды, °С	Коэффициент запаса k_t
Менее 30	1
40	1,1
45	1,2
50	1,25

Таблица 3.6

КПД синхронных электродвигателей

Коэффи- циент загрузки	КПД при номинальной мощности электродвигателя, кВт							
	100	200	300	400	800	1000	4000	6300
1	0,89	0,912	0,925	0,93	0,945	0,948	0,957-0,965	0,962-0,965
0,75	0,875	0,898	0,91	0,912	0,936	0,94	0,953	–
0,50	0,845	0,873	0,888	0,896	0,915	0,92	0,938	–

Таблица 3.7

КПД асинхронных электродвигателей

Коэффициент загрузки	0,25	0,50	0,75	1
КПД	0,49-0,58	0,63-0,80	0,70-0,86	0,72-0,82

КПД передачи:

- рабочее колесо на валу электродвигателя: $\eta_n = 0,98 \dots 1$;
- муфта: $\eta_n = 0,98 \dots 1$;
- клиноременная передача: $\eta_n = 0,92 \dots 0,95$;
- гидромуфта при снижении частоты вращения от n_1 до n_2 :

$$\eta_n = 0,98(n_1/n_2).$$

Пример 8. Определение мощности, потребляемой электродвигателем

Насос перекачивает фреон ($\rho = 1330 \text{ кг/м}^3$) с подачей 14 000 л/мин и напором 24 м. Приводом является синхронный двигатель номинальной

мощностью 200 кВт, присоединенный к насосу посредством муфты. КПД насоса 0,82. Определить мощность, потребляемую электродвигателем.

$$\text{Мощность определим по формуле } N_{\text{эд}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{\text{уст}}}.$$

Подача в системе СИ: $Q = 140 \text{ л/мин} = 0,001 \cdot 14000 / 60 = 0,233 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для предварительной оценки мощности электродвигателя примем $\eta_{\text{эд}} = 0,9$. Тогда $\eta_{\text{уст}} = \eta \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{эд}} = 0,82 \cdot 1 \cdot 0,9 = 0,74$.

Мощность электродвигателя

$$N_{\text{п}} = \frac{1330 \cdot 9,81 \cdot 24 \cdot 0,233}{0,74} = 98\,600 \text{ Вт} = 98,6 \text{ кВт}.$$

Коэффициент загрузки электродвигателя $98,6/200 \cdot 100\% = 50\%$.

По таблице 3.6 находим при номинальной мощности 200 кВт и загрузке 50% $\eta_{\text{эд}} = 0,873$. Тогда $\eta_{\text{уст}} = 0,82 \cdot 1 \cdot 0,873 = 0,716$.

Окончательно получаем мощность электродвигателя:

$$N_{\text{п}} = \frac{1330 \cdot 9,81 \cdot 24 \cdot 0,233}{0,716} = 101\,900 \text{ Вт} = 101,9 \text{ кВт}.$$

Контрольная задача 2

Требуемая производительность насоса Q , $\text{м}^3/\text{ч}$ (табл. 3.8), он перекачивает жидкость плотностью ρ , $\text{г}/\text{см}^3$. Полный напор при этом составляет H , м. КПД насоса η , %. Насос присоединяется к электродвигателю через муфту. Какой мощности электродвигатель необходимо установить?

Таблица 3.8

Варианты задания

№	Q	η	H	η	№	Q	η	H	η	№	Q	η	H	η
1	80	1,2	55	61	11	80	1,2	67	73	21	120	1,5	72	80
2	80	1,5	56	86	12	20	1,2	68	84	22	100	1,5	45	73
3	70	1,4	67	80	13	50	1,6	69	71	23	140	1,4	63	70
4	100	1,3	51	71	14	90	1,6	79	78	24	160	1,5	49	76
5	150	1,6	77	71	15	20	1,5	74	86	25	20	1,4	59	74
6	100	1,6	75	86	16	120	1,3	66	60	26	70	1,4	52	62
7	140	1,5	60	80	17	80	1,4	70	87	27	120	1,1	78	88
8	130	1,2	68	61	18	40	1,5	59	75	28	70	1,5	54	73
9	120	1,3	70	73	19	130	1,6	79	87	29	50	1,4	60	68
10	150	1,2	75	82	20	80	1,1	71	70	30	110	1,2	46	79

Контрольная задача 3

Дымосос подает газы из печи в электрофильтр. Разряжение на выходе из печи p_1 , мм рт. ст. (табл. 3.9), избыточное давление перед электрофильтрами p_2 , кгс/см². Суммарное сопротивление газохода от печи к электрофильтрам Δp , мм вод. ст. Высота прямоугольного газохода a , м, ширина – b , м, скорость газов в нем v , м/с. Привод-электродвигатель мощностью $N_{эд}$, присоединен муфтой. Определить КПД вентилятора.

Таблица 3.9

Варианты задания

№	p_1	p_2	Δp	a	b	v	$\eta_{эд}$	$N_{эд}$	N	№	p_1	p_2	Δp	a	b	v	$\eta_{эд}$	$N_{эд}$	N
1	5,0	0,10	177	0,7	2,2	17	90	600	478	16	6,0	0,10	186	0,9	2,3	16	92	1000	760
2	4,0	0,09	107	0,9	1,7	12	98	315	233	17	3,0	0,09	109	0,9	1,7	13	96	400	339
3	5,0	0,11	161	0,5	1,9	14	98	315	231	18	5,0	0,11	168	0,7	2,4	14	95	500	364
4	5,0	0,09	108	0,9	2,2	14	91	500	405	19	1,0	0,09	143	0,8	1,9	8	98	315	206
5	4,0	0,11	155	1,0	2,0	11	94	600	444	20	4,0	0,03	143	0,8	1,6	10	97	110	79
6	2,0	0,07	161	0,7	1,9	15	91	400	333	21	5,0	0,03	133	0,9	2,5	15	95	315	234
7	1,0	0,02	153	0,9	2,2	16	93	200	154	22	1,0	0,08	160	0,7	1,7	18	98	315	256
8	3,0	0,03	153	0,8	1,8	10	95	132	106	23	4,0	0,07	147	1,0	1,6	18	92	500	358
9	3,0	0,06	183	0,8	2,3	16	90	600	435	24	3,0	0,11	145	0,7	2,5	14	99	600	511
10	3,0	0,11	148	0,9	1,9	15	96	500	415	25	5,0	0,11	123	0,9	1,6	13	93	500	369
11	2,0	0,02	170	0,8	2,3	8	90	132	102	26	3,0	0,11	145	1,0	1,6	14	94	500	416
12	6,0	0,02	189	0,7	2,3	12	91	200	141	27	2,0	0,10	126	0,8	2,1	15	96	500	344
13	5,0	0,02	112	0,6	1,8	12	97	90	67	28	2,0	0,04	143	0,5	2,3	11	94	110	91
14	4,0	0,06	112	0,6	1,9	12	91	160	127	29	6,0	0,04	161	0,5	2,5	15	92	200	164
15	3,0	0,03	156	0,8	2,1	15	92	250	204	30	2,0	0,06	114	0,8	2,3	9	96	200	152

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Описание характеристик

Характеристики нагнетателя включают (рис. 4.1, табл. 4.1):

- напорную характеристику (зависимость напора H от подачи Q);
- характеристику мощности нагнетателя (зависимость мощности на валу нагнетателя N от подачи Q);
- КПД нагнетателя (зависимость η от подачи Q).

Таблица 4.1

**Характеристика насоса
2000В-16/63
(частота вращения 250 мин⁻¹)**

Q, м³/с	0	8	12	16	20
H, м	71	66	61	52	38
η, %	–	73	84	86	65

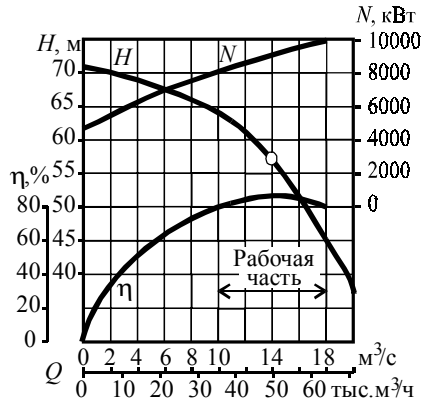
На характеристиках указывается:

- частота вращения;
- обточка рабочего колеса, обозначенная как «а», «б», «в»;
- номинальный режим работы с максимальным КПД $\eta_{\max}$;
- поле рабочих параметров (рабочая часть): для насосов $\eta \geq \eta_{\max} - 7\%$, для вентиляторов $\eta \geq 0,9 \cdot \eta_{\max}$.

При выборе нагнетателей принимают запас:

- для насосов 10% по напору;
- для вентиляторов общего назначения 5% по подаче и 10% по давлению;
- для дутьевых вентиляторов 10% по подаче и 20% по давлению.

Выбор вентиляторов производится по давлению, пересчитанному с заданных условий на нормальные.



**Рис. 4.1. Характеристика насоса
2000В-16/63 (частота
вращения 250 мин⁻¹)**

Пример 9. Определение рабочей точки по графической характеристике

Определить напор и мощность насоса 2000В-16/63, если он работает с подачей 10 м³/с.

По данным рис. 4.1 находим: $H = 64$ м, $\eta = 0,8$.

$$\text{Мощность насоса при этом } N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 64 \cdot 10}{0,80} = 7\,950\,000 \text{ Вт} = 7\,950 \text{ кВт}, \text{ что соответствует графику мощности.}$$

Пример 10. Определение поля рабочих параметров

Необходимо определить поле рабочих параметров для насоса 2000В-16/63. Согласно характеристикам, максимальный КПД насоса

0,86. Таким образом при работе насоса КПД не может быть ниже 0,79 ($\eta \geq \eta_{\text{макс}} - 7\% = 0,86 - 0,07 = 0,79$). На напорной характеристике это соответствует диапазону подач выше $10 \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример 11. Выбор вентилятора

Необходимо выбрать дутьевой вентилятор для подачи $5 \text{ м}^3/\text{с}$ воздуха с температурой 300°C , который должен развивать давление 4 кПа .

Плотность при рассматриваемых условиях

$$\rho' = 1,293 \cdot 273 / (273 + 300) = 0,616 \text{ кг/м}^3.$$

Пересчитываем давление на плотность $1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$p = 4 \cdot 1,2 / 0,616 = 7,8 \text{ кПа}.$$

Принимаем запас по подаче: $1,1 \cdot 5 = 5,5 \text{ м}^3/\text{с}$; по давлению: $1,2 \cdot 7,8 = 9,4 \text{ кПа}$. Выбираем вентилятор с такими параметрами.

Контрольная задача 4

При испытании вентилятора получены характеристики:

Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	20	70	140	200	320	400
Δp , мм вод. ст.	45,5	42,7	44,1	43,5	41,8	35,6
КПД, %	44	55	63	63	47	23

Определить поле рабочих параметров (рабочую часть) вентилятора, а также потребляемую мощность при подаче Q , тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ (табл. 4.2). Допустима ли работа вентилятора с такой подачей?

Таблица 4.2

Варианты задания

№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q
1	840	6	560	11	420	16	640	21	1100	26	1140
2	1260	7	200	12	780	17	1370	22	950	27	660
3	325	8	1050	13	680	18	300	23	1160	28	1110
4	600	9	1480	14	1300	19	1340	24	1570	29	980
5	1540	10	760	15	910	20	630	25	120	30	140

5. СОПРОТИВЛЕНИЕ И НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ

Основные расчетные формулы и справочные данные

Сопротивление сети

$$\begin{aligned} \Delta p_c &= \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} + \Delta p_{ск} + \Delta p_{под} + \Delta p_{доп} = \\ &= \lambda \frac{L}{d_3} \frac{v^2}{2} \rho + \sum \left(\xi \frac{v^2 \rho}{2} \right) + \frac{v_2^2}{2} \rho + \rho g h_{под} + (p_2 - p_1). \end{aligned} \quad (16)$$

Составляющие потери давления в сети:

– трение

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{v^2}{2} \rho; \quad (17)$$

– преодоление местных сопротивлений

$$\Delta p_{мс} = \sum \left(\xi \frac{v^2 \rho}{2} \right); \quad (18)$$

– изменение кинетической энергии потока:

а) в сети (скорость на выходе равна нулю)

$$\Delta p_{ск} = \frac{v_2^2}{2} \rho; \quad (19)$$

б) на участке сети

$$\Delta p_{ск} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho; \quad (20)$$

– подъем среды

$$\Delta p_{под} = \rho g h_{под}; \quad (21)$$

– создание дополнительного давления

$$\Delta p_{доп} = p_2 - p_1. \quad (22)$$

Сопротивление сети в метрах столба перемещаемой жидкости:

$$H_c = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{под} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}; \quad (23)$$

$$H_c = \frac{1}{2gS^2} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right) Q^2 + h_{под} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (24)$$

Напорная характеристика сети

Квадратичное (параболическое) уравнение сети при условии постоянства λ

$$H_c = A Q^2 + B, \quad (25)$$

где динамическая составляющая сопротивления

$$A = \frac{1}{2 g S^2} \left(\lambda \frac{L}{d_s} + \sum \xi + 1 \right); \quad (26)$$

статическое сопротивление

$$B = h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (27)$$

Уравнение сети при перемещении сжимаемой среды

$$H_c = A Q^\alpha + B, \quad \alpha < 2. \quad (28)$$

Получение уравнения сети с внесистемной размерностью подачи

$$H_c = \frac{A}{K^2} (Q')^2 + B, \quad (29)$$

где Q' – подача в альтернативной размерности; A – коэффициент, полученный для подачи, м³/с; K – переводной коэффициент (например, для использования в уравнении подачи размерностью м³/ч $K = 3600$).

Уравнение действующей сети определяется по известной подаче Q и соответствующей ей напору H_c :

$$B = h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}; \quad A = \frac{H_c - B}{Q^2}. \quad (30)$$

Сопротивление сети при перемещении горячих газов

$$\Delta p_c = (p_{\text{ст2}} - p_{\text{ст1}}) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho_{\text{г}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{тр}} - g h_{\text{под}} (\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}). \quad (31)$$

Сопротивление при перемещении сжимаемой среды

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \rho_0 p_0 L z \cdot (1 + k_{\text{пот}}). \quad (32)$$

Справочные данные для гидравлического расчета сетей приведены на рис. 5.1 и в табл. 5.1 – 5.6.

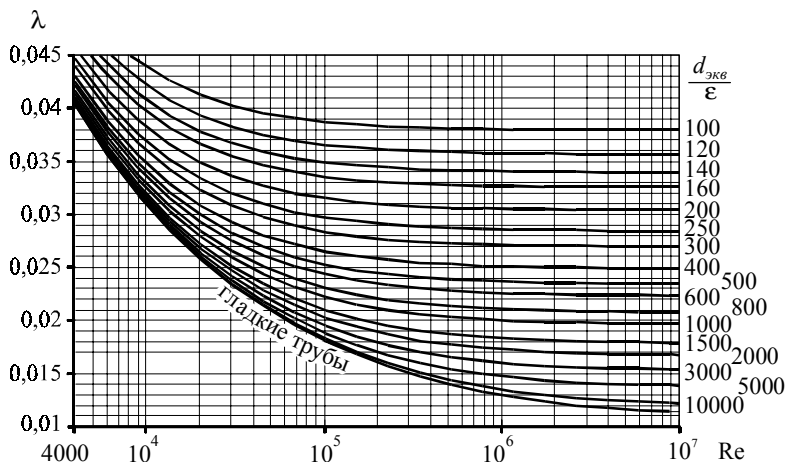


Рис. 5.1. Коэффициент трения в металлических трубах

Таблица 5.1

Коэффициент трения при движении жидкости в трубах

Режим течения	Коэффициент трения λ при изотермичном течении и поправка χ на неизотермичность потока
Ламинарный ($Re < 2300$)	$\lambda = \frac{K}{Re}$; $\chi = \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_{ж}}\right)^{1/3} \left[1 + 0,22 \left(\frac{Gr_{ж} Pr_{ж}}{Re_{ж}}\right)^{0,15}\right]$
Турбулентный ($Re > 2300$):	
– в гладких трубах (стеклянных, медных)	$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$; $\chi = \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_{ж}}\right)^{1/3}$
– в шероховатых трубах	$\lambda = \left[-2 \lg \left(\frac{\varepsilon}{3,7 d_3} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2}$; $\chi = 1$

Примечания:

1. Поправка на неизотермичность потока χ вводится при отлчии температуры стенки трубы от температуры жидкости. Коэффициент трения неизотермического потока $\lambda' = \lambda \chi$. Для течений в шероховатых трубах и для газов поправка на неизотермичность не учитывается.

2. Индекс «ж» относится к свойствам жидкости при ее средней температуре, индекс «ст» – при температуре стенки трубы.

3. Коэффициент ε приведен в табл. 5.3, K – в табл. 5.4.

4. Критерий Рейнольдса $Re = \rho v d / \mu$, вязкость воды – в табл. 5.5.

Таблица 5.2

Коэффициент трения газопроводных и воздухопроводных труб

Перемещаемая среда	Коэффициент сопротивления λ
Сжатый воздух	$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}$
Природный газ: $Re > 4000$	$\lambda = 64/Re;$
$2000 < Re < 4000$	$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re}$
$Re > 4000$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\epsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$

Примечание. Средний размер неровностей $\epsilon = 10^{-4}$ м.

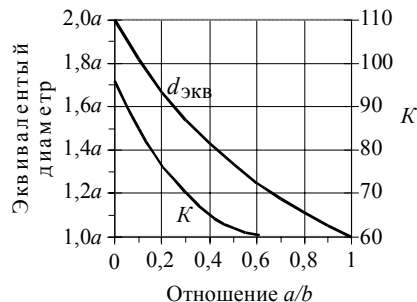
Таблица 5.3

Шероховатость стенок труб (средний размер выступов ϵ)

Материал труб	ϵ , мм	Материал труб	ϵ , мм
Стальные трубы:		Стальные конденса- топроводы:	
– новые	0,2	– работающие непрерывно	0,5
– ржавые	$\geq 0,67$	– работающие – периодически	1,0
Паропроводы из стальных труб:		Чугунные трубы:	
– перегретого пара	0,1	– новые	0,3
– насыщенного пара	0,2	– очищенные	0,45
– работающие периодически	0,5	– загрязненные	1,4
Стальные трубы водяных теплосетей:		Бетон:	
– при деаэрации и химической очистке воды	0,1	– с необрабо- танной поверхностью	3 ... 9
– при деаэрации и незначительных утечках воды	0,2	– с затиркой	0,3...0,8
– при отсутствии деаэрации и химичес- кой очистки воды	1,0	Канал из кирпичной кладки	0,8 ... 6,0
Воздухопроводы из стальных труб	0,8	Канал из кровель- ной стали	0,125
		Канал из фанеры	0,025 ... 0,1
		Стекло	0,0015...0,01
		Керамика	0,45...6,0

Таблица 5.4

Эквивалентный диаметр и коэффициент К трубопроводов*

Сечение трубы	Эквивалентный диаметр	Коэффициент К для расчета сопротивления при ламинарном течении
Круг диаметром d	d	64
Квадрат со стороной a	a	57
Равносторонний треугольник со стороной a	$0,58a$	53
Кольцо шириной a	$2a$	96
Прямоугольник со сторонами a и b		
Эллипс с малой полуосью a и большой b :		
$a / b = 0,1$	$1,55a$	78
$a / b = 0,3$	$1,4a$	73
$a / b = 0,5$	$1,3a$	68

*Эквивалентный диаметр рассчитывается по отношению площади сечения S и периметра P : $d_{\text{экв}} = 4S/P$.

Таблица 5.5

Динамическая вязкость воды

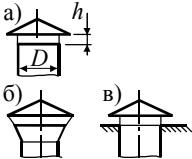
$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30
$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	1,792	1,519	1,308	1,140	1,005	0,8937	0,8007
$t, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70	80	90	100
$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,6560	0,5494	0,4688	0,4061	0,3565	0,3165	0,2838

Таблица 5.6

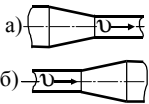
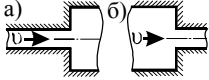
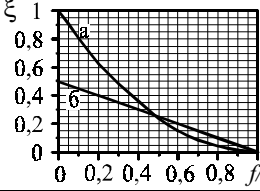
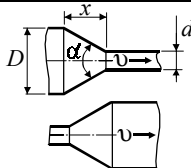
Коэффициенты местных сопротивлений

Местное сопротивление	Схема сопротивления (v – скорость для расчета сопротивления)	Коэффициент сопротивления
1	2	3
1. ВХОД В ТРУБУ И ВЫХОД ИЗ ТРУБ		
1.1. Резкий вход в трубу		$\xi = 0,5$ (резкий с острыми краями); $\xi = 0,1 \dots 0,2$ (с закругленными краями); $\xi = 0,1 \dots 0,5$ (вход в профилированный или конический коллектор)
1.2. Вход в выступающую трубу		$\xi = 0,5 \dots 1$ (уменьшается при увеличении толщины стенки трубы и уменьшении выступа)
1.3. Выход из трубы в неограниченный объем (для выхода из сети не учитывается, так как сопротивление равно потере динамического напора при остановке потока)		$\xi = 1$
1.4. Приемная сетка		$\xi = 2 \dots 3$
1.5. Приемная сетка с обратным клапаном		$\xi = 5 \dots 8$

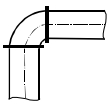
Продолжение табл. 5.6

1	2	3
1.6. Приточные и вытяжные вентиляционные шахты		а) $\xi = 1$ при $h/D > 0,5$; $\xi = 1,2 \dots 1,4$ при $h/D < 0,5$; б) $\xi = 0,3 \dots 0,5$ при $h/D > 0,4$; $\xi = 0,5 \dots 1,5$ при $0,1 < h/D < 0,4$; в) для приточных шахт: $\xi = 0,7$ при $h/D > 0,4$; $\xi = 0,8 \dots 1,2$ при $0,1 < h/D < 0,4$

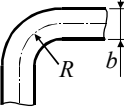
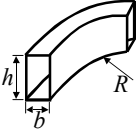
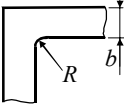
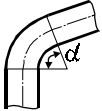
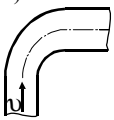
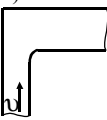
2. СУЖЕНИЯ И РАСШИРЕНИЯ

2.1. Переход к соседнему диаметру из сортамента труб: суживающийся (а) и расширяющийся (б)		а) $\xi = 0,1$; б) $\xi = 0,25$
2.2. Резкое расширение (а) и сужение (б)	 f – площадь меньшего сечения; F – площадь большего сечения	
2.3. Плавное сужение и расширение		$\xi = \frac{40}{\alpha} \xi_0$ при $\alpha < 40^\circ$; $\xi = \xi_0$ при $\alpha \geq 40^\circ$; ξ_0 – по п. 1.4, $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{2x}$

3. ИЗМЕНЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

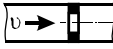
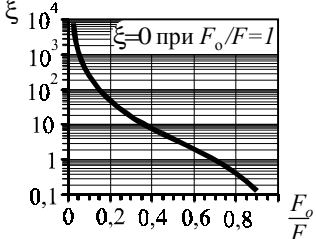
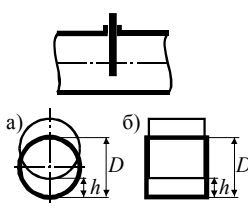
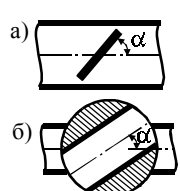
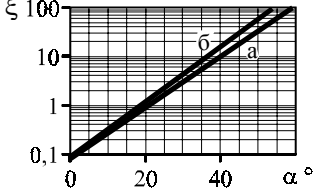
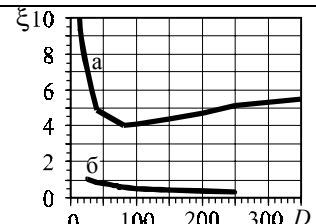
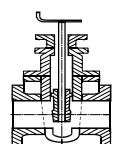
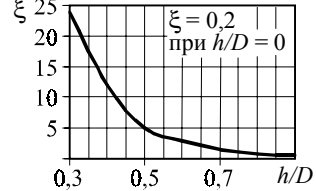
3.1. Колено стандартное 90°		$\xi = 0,5 \dots 0,6$ (стальное); $\xi = 1$ (чугунное, диаметр свыше 50 мм); $\xi = 2$ (чугунное, диаметр до 25 мм)
------------------------------------	---	---

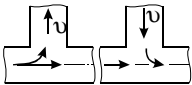
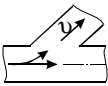
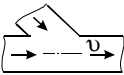
Продолжение табл. 5.6

1	2	3
3.2. Плавный поворот на 90°		$\xi = \frac{0,4}{R/b}$
3.3. Плавный поворот прямоугольного канала		$\xi = \xi_0 \left(0,25 + \frac{0,5}{h/b} \right)$ при $R/b = 3 \dots 4$; $\xi = \xi_0$ при $R/b \leq 1,5$; ξ_0 – по п. 2.1, 2.2
3.4. Резкий поворот на 90°		$\xi = \frac{0,45}{R/b + 0,4}$
3.5. Поворот на угол α		$\xi = \frac{\alpha}{90^\circ} \xi_0$; ξ_0 – по п. 2.1 – 2.4
3.6. Плавный (а) и резкий (б) поворот с изменением сечения	а)  б)  F_1 – сечение до поворота; F_2 – сечение после поворота	а) $\xi = \xi_0 \frac{F_2}{F_1}$, где ξ_0 – по п. 2.2, 2.3, 2.5; б) изменение сечения учитывается при $R/b > 0,1$: $\xi = \xi_0 \frac{F_2}{F_1}$, где ξ_0 – по п. 2.4, 2.5

4. ЗАПОРНАЯ АРМАТУРА

4.1. Обратный клапан		$\xi = 1,7$
4.2. Линзовый (а) и U-образный (б) компенсатор температурного расширения	а)  б) 	а) $\xi = 0,3$; б) $\xi = 2$

1	2	3
4.3. Диафрагма (задвижка, шибер, кран, сетка, решетка)	 F_0 – площадь проходного сечения диафрагмы; F – площадь сечения трубы	 $\xi = 0$ при $F_0/F = 1$
4.4. Задвижка в круглом (а) и прямоугольном (б) канале		Открытая задвижка: $\xi_0 = 0,5$ при $D < 0,15$ м; $\xi_0 = 0,25$ при $0,15 < D < 0,3$ м; $\xi_0 = 0,15$ при $D > 0,3$ м. Частично закрытая задвижка: $\xi = \xi_0 + \Delta\xi$, где $\Delta\xi$ – по п. 3.3. При этом для а) $F_0/F \approx 0,1 + h/D$; для б) $F_0/F = h/D$
4.5. Дроссельный клапан (заслонка) квадратного и круглого сечения (а) и пробочный кран (б)		 $\xi = 0$ при $\alpha = 0^\circ$
4.6. Вентиль полностью открытый обычный (а) и прямоточный (б)		
4.7. Задвижка параллельная		 $\xi = 0,2$ при $h/D = 0$

1	2	3
5. РАЗВЕТВЛЕНИЯ		
5.1. Прямоугольный тройник		$\xi = 1,5$
5.2. Косое ответвление		$\xi = 1$
5.3. Собирающий коллектор с косым подводом		$\xi = 0,5$

Пример 12. Вывод уравнения проектируемой сети

Сеть (рис. 5.2) предназначена для транспортировки воды. Диаметр чугунного трубопровода $d = 125$ мм, давление на входе и выходе сети атмосферное. Построить напорную характеристику сети.

Используем уравнение сети:

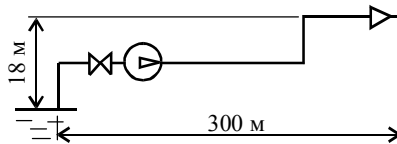


Рис. 5.2. Водопроводная сеть

$$H_c = A Q^2 + B = \frac{1}{2 g S^2} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right) Q^2 + h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}.$$

Длина сети $L = 300 + 18 = 318$ м.

Сечение трубы $S = \pi d^2 / 4 = \pi \cdot 0,125^2 / 4 = 0,0123$ м.

Рассчитаем уравнение сети. При расчете используем свойства воды при 0°C : плотность $\rho = 1000$ кг/м³, коэффициент динамической вязкости $\mu = 1,792 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Для чугуна размер неровностей $\epsilon = 1,4 \cdot 10^{-3}$ м.

Расчет коэффициента трения λ сведем в табл. 5.7.

Коэффициент сопротивления практически постоянный и для дальнейших расчетов принимаем $\lambda = 0,040$.

Местные сопротивления: вход в трубу – $\xi = 0,5$; поворот на 90° – $\xi = 0,34$; задвижка – $\xi = 3,13$; обратный клапан – $\xi = 2$.

Сумма местных сопротивлений $\sum \xi = 0,5 + 3 \cdot 0,34 + 3,13 + 2 = 6,65$.

Таблица 5.7

Коэффициент трения трубопровода

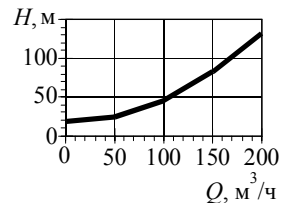
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$v, \text{ м/с}$	$Re = \frac{\rho v d}{m}$	$\lambda = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{e}{3,7 d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^2}$
50	$\frac{50}{3600} = 0,014$	$\frac{0,014}{0,123} = 1,13$	$\frac{10^3 \cdot 1,13 \cdot 0,125}{1,792 \cdot 10^{-3}} = 78\,950$	$\frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{1,4 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 0,125} + \left(\frac{6,81}{78950} \right)^{0,9} \right) \right]^2} = 0,0404$
100	0,028	2,26	157 900	0,0399
150	0,042	3,40	236 800	0,0398
200	0,056	4,53	315 800	0,0397

Имеем уравнение сети (в котором размерность $Q, \text{ м}^3/\text{с}$):

$$H_c = \frac{1}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,123^2} \left(0,040 \frac{318}{0,125} + 6,65 + 1 \right) Q^2 + 18 = 36\,800 Q^2 + 18,$$

По полученному уравнению строим характеристику сети (рис. 5.3), рассчитав сопротивление H при различной подаче:

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	50	100	150
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,014	0,028	0,042
$H, \text{ м}$	18	25,1	46,4	81,9



Напорная характеристика сети при использовании напора Q размерностью $\text{м}^3/\text{ч}$ имеет вид

$$H = 36\,800/3600^2 Q^2 + 18 = 0,0028 Q^2 + 18.$$

Рис. 5.3. Напорная характеристика сети

Пример 13. Определение напорной характеристики действующей сети

Сеть поднимает воду на высоту 6 м и подает ее в резервуар с избыточным давлением 0,15 МПа. Работающий в сети насос при подаче $380 \text{ м}^3/\text{ч}$ развивает напор 32 м. Определить уравнение сети.

Общий вид уравнения сети $H_c = A Q^2 + B$.

Коэффициент $B = h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 6 + \frac{0,15 \cdot 10^6 - 0}{1000 \cdot 9,81} = 15,3 \text{ м}$. Подстав-
 ляем известные расход и напор в уравнение сети: $32 = A \cdot 380^2 + 15,3$,
 откуда $A = 0,000116$.

Уравнение сети имеет вид $H_c = 0,000116 \cdot Q^2 + 15,3$, где Q , $\text{м}^3/\text{ч}$.

Пример 14. Расчет естественной тяги в дымовой трубе

Рассчитаем величину естественной тяги p_T при разной высоте дымо-
 вой трубы $H_{\text{под}}$ и плотности газов ρ_T (приняв плотность отходящих газов
 при нормальных условиях $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

Температура газов $t_T = 200^\circ\text{C}$.

Плотность газов $\rho_T = \rho_0 \cdot 273 / (t_T + 273) = 1,2 \cdot 273 / (273 + 200) = 0,69 \text{ кг/м}^3$.

Естественная тяга

$$p_T = g H_{\text{под}} (\rho_v - \rho_T) = 9,81 \cdot H_{\text{под}} (1,293 - 0,69) = 5,9 H_{\text{под}} \text{ Па}.$$

При $t_T = 400^\circ\text{C}$:

$$\rho_T = 0,49 \text{ кг/м}^3, \quad p_T = 7,9 H_{\text{под}} \text{ Па}.$$

При $t_T = 600^\circ\text{C}$:

$$\rho_T = 0,38 \text{ кг/м}^3, \quad p_T = 9 H_{\text{под}} \text{ Па}.$$

Рассчитав естественную тягу
 при различной высоте трубы, по-
 лучим зависимость, представлен-
 ную на рис. 5.4.

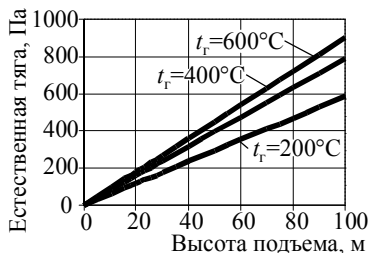


Рис. 5.4. Естественная тяга

Пример 15. Расчет сопротивления воздухопровода

Рассчитать давление сжатого воздуха у потребителя, если он переда-
 ется по воздухопроводу диаметром $d = 25 \text{ мм}$ и длиной $L = 750 \text{ м}$. Рас-
 ход воздуха при нормальных условиях $Q_0 = 500 \text{ л/мин}$, давление на вхо-
 де в сеть $p_1 = 4 \text{ кгс/см}^2$.

Из уравнения сопротивления при $z = 1$ и $T/T_0 = 1$ получаем

$$p_2^2 = \sqrt{p_1^2 - 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \rho_0 p_0 L (1 + k_{\text{пот}})}.$$

Коэффициент сопротивления $\lambda = 0,021/d^{0,3} = 0,021/0,025^{0,3} = 0,0635$.

Давление на входе $p_1 = 4 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 3,92 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Расход воздуха $Q_0 = 500/1000/60 = 0,00833 \text{ м}^3/\text{с}$.

Принимаем $p_0 = 101\,300 \text{ Па}$, $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$; $k_{\text{пот}} = 0,1$. Получаем

$$p_2 = \sqrt{3,92 \cdot 10^{-5} - 1,62 \cdot 0,0365 \frac{0,00833^2}{0,025^5} \cdot 1,293 \cdot 101\,300 \cdot 750 \cdot (1 + 0,1)} = \\ = 329\,000 \text{ Па} = 3,35 \text{ кгс/см}^2.$$

Если бы расчет проводился без учета сжимаемости воздуха, то были бы получены следующие результаты (скорость и плотность рассчитаны при среднем давлении в сети $3,5 \text{ кгс/см}^2$):

$$p_2 = p_1 - \lambda \frac{v^2}{2} \rho_{\text{г}} \frac{L}{d} (1 + k_{\text{пот}}) = 3,92 \cdot 10^5 - 0,0635 \frac{4,85^2}{2} 4,53 \frac{750}{0,025} \cdot 1,1 = \\ = 280\,000 \text{ Па} = 2,9 \text{ кгс/см}^2, \text{ то есть потери давления были бы завышены} \\ \text{более чем в 1,5 раза.}$$

Контрольная задача 5

Насос подает воду из емкости с атмосферным давлением в установку с избыточным давлением p , МПа (табл. 5.8). Высота подъема $h_{\text{под}}$, м. При этом подача насоса Q , л/мин. Определить потребляемую мощность, а также подачу и мощность насоса при снижении давления в резервуаре до p' , МПа. Характеристики насоса:

Подача, м ³ /ч	0	6	12	18	24	30
Напор, м	37	38,2	36,6	34,3	31,7	27,9
КПД, %	—	63	82	76	61	40

Таблица 5.8

Варианты задания

№	p	h _{под}	Q	p'	№	p	h _{под}	Q	p'	№	p	h _{под}	Q	p'
1	0,19	2,2	270	0,13	11	0,17	3	360	0,09	21	0,12	2	210	0,05
2	0,20	5,8	170	0,12	12	0,13	5,2	180	0,07	22	0,12	4	310	0,04
3	0,12	5,2	110	0,03	13	0,10	4,3	230	0,03	23	0,18	3,1	380	0,10
4	0,12	2,2	350	0,07	14	0,13	2,6	300	0,05	24	0,15	3,9	350	0,07
5	0,16	5,7	120	0,07	15	0,17	5,3	140	0,09	25	0,18	5,3	380	0,10
6	0,11	5,9	170	0,03	16	0,17	3,3	370	0,09	26	0,19	3,2	110	0,13
7	0,18	4,3	140	0,10	17	0,14	2,3	130	0,08	27	0,15	4,8	150	0,10
8	0,20	5,7	160	0,15	18	0,10	2,4	250	0,03	28	0,17	3,4	340	0,10
9	0,10	4,3	150	0,04	19	0,19	3,5	220	0,12	29	0,19	5,6	230	0,12
10	0,14	4,6	230	0,07	20	0,10	5,8	280	0,02	30	0,19	5	350	0,15

6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЯ И СЕТИ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ

Методы расчета

Рабочая точка – режим работы нагнетателя в сети. Находится на пересечении напорных характеристик сети и нагнетателя (рис. 6.1). Обычно определяется графическим построением.

Регулирование – обеспечение в сети требуемого расхода. Основные способы регулирования (рис. 6.2):

а) изменение характеристики сети; производится обычно дросселированием, то есть вводом в сеть дополнительного сопротивления, рабочая точка в этом случае лежит на напорной характеристике нагнетателя;

б) регулирование характеристики нагнетателя; осуществляется, например, изменением частоты вращения, рабочая точка при этом лежит на напорной характеристике сети.

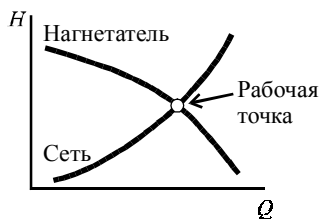


Рис. 6.1. Работа нагнетателя в сети

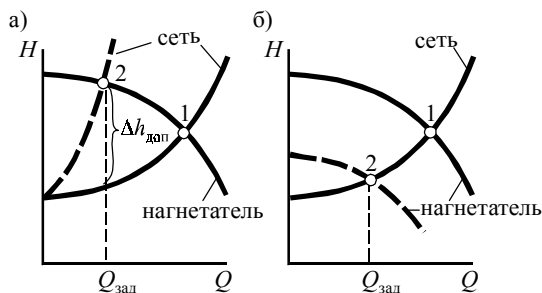


Рис. 6.2. Регулирование подачи:

$Q_{\text{зад}}$ – заданная подача; 1 – рабочая точка без регулирования; 2 – рабочая точка при регулировании; сплошные линии – номинальные характеристики; пунктирные – характеристики при регулировании

Пример 16. Определение рабочей точки нагнетателя в сети

Уравнение сети имеет вид $H = 20 + 0,03 Q^2$, где Q , м³/ч. Характеристики нагнетателя заданы таблично:

Q , м ³ /ч	0	20	40	60	80	100
H , м	36	36	35,5	33	29,5	24
η , %	—	38	58	66	68	60

Определить подачу, напор и мощность нагнетателя в этой сети.

Для определения рабочей точки построим напорные характеристики нагнетателя и сети. Для сети по заданному уравнению рассчитаем несколько сопротивлений при разной подаче:

Q , м ³ /ч	0	20	40	60	80	100
H_c , м	20	21,2	24,8	30,8	39,2	50

По точке пересечения кривых (рис. 6.3) определяем: $Q = 65$ м³/ч; $H = 32$ м. По найденной подаче 65 м³/ч и графику КПД определяем $\eta = 65\%$.

Отсюда $N = \rho g H Q / \eta = 1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot (65/3600) / 0,65 = 8720 \text{ Вт} = 8,72 \text{ кВт}$.

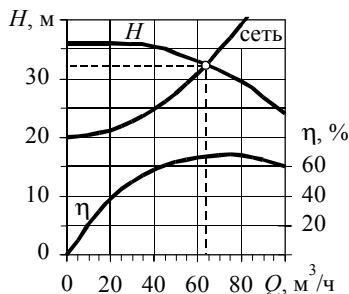


Рис. 6.3. Определение режима работы нагнетателя в сети

Пример 17. Расчет дроссельного регулирования

Для насоса, работающего в сети (рис. 6.4) определить потребляемую мощность при снижении подачи до 40 м³/ч путем дроссельного регулирования.

Так как характеристика насоса не меняется, при подаче 40 м³/ч он будет работать с напором 35,5 м. Сопротивление сети при этой подаче 24,8 м.

Таким образом, в сеть нужно ввести дополнительное сопротивление $H_{\text{доп}} = 24,8 - 35,5 = 10,7$ м (рис. 6.4).

Мощность, потребляемую насосом, определяем по его подаче, развиваемому напору и КПД, определенному при подаче,

$$N = N_2 = \frac{\rho g H Q}{\eta} =$$

$$= \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 35,5 \cdot (40/3600)}{0,58} = 6670 \text{ Вт} = 6,7 \text{ кВт}.$$

Как видно из расчетов, треть мощности насоса будет тратиться на преодоление дополнительного сопротивления, то есть совершать ненужную с точки зрения перемещения среды работу.

По дополнительному сопротивлению $H_{\text{доп}}$ может быть рассчитан коэффициент сопротивления ξ : $H_{\text{доп}} = \xi \frac{v^2}{2g} = \xi \frac{Q^2}{2gS^2} = \xi \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}$, откуда

$\xi = \frac{H_{\text{доп}} g \pi^2 d^4}{8Q^2}$. Зная коэффициент местного сопротивления, можно подобрать наилучшее регулирующее устройство, позволяющее плавно изменять ξ в области его возможного значения.

Контрольная задача 6

Насос с характеристиками, показанными на рис. 6.5, поднимает воду на высоту $h_{\text{под}},$ м (табл. 6.1). Водопровод длиной $L,$ м, состоит из чугунных труб диаметром $d,$ мм. Он содержит четыре чугунных колена (с поворотом на 90°), приемный клапан с сеткой, обратный клапан, два полностью открытых пробочных крана, а также U-образные компенсаторы температурного расширения, установленные через 500 м. Определить подачу и мощность насоса, работающего в этой сети.

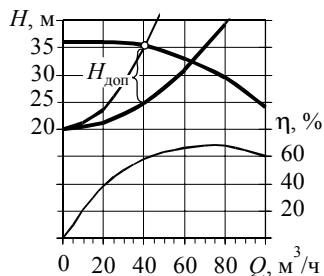


Рис. 6.4. Дроссельное регулирование подачи

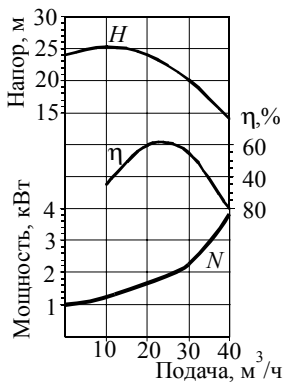


Рис. 6.5. Характеристики насоса

Таблица 6.1

Варианты задания

№	L	d	h _{под}	№	L	d	h _{под}	№	L	d	h _{под}	№	L	d	h _{под}
1	2040	115	12,0	9	1720	135	10,9	17	2280	150	12,4	24	2440	110	7,9
2	2560	85	6,3	10	1230	105	9,0	18	2260	110	7,7	25	850	105	8,6
3	1790	80	6,5	11	1000	130	10,4	19	2050	120	11,6	26	1420	120	7,5
4	620	95	11,0	12	1280	90	9,5	20	2410	105	6,2	27	1540	110	7,6
5	1940	125	8,6	13	1250	125	9,7	21	1000	115	11,0	28	2500	140	9,8
6	1280	135	11,6	14	2270	125	8,0	22	2270	110	12,4	29	810	120	12,1
7	1910	110	9,1	15	1470	95	7,2	23	1690	155	11,8	30	720	120	12,8
8	990	120	10,1	16	2070	125	8,6								

Контрольная задача 7

Характеристики насоса следующие:

Подача, м ³ /ч	0	10	20	30	40	50
Напор, м	38	40,2	39,9	37,1	31,7	23,8
КПД, %	–	50	80	90	80	50

Насос поднимает воду на $h_{\text{под}}$ м (табл. 6.2) и подает ее из резервуара с атмосферным давлением в установку с избыточным давлением p , МПа. При этом подача Q , м³/ч, скорость воды в трубопроводе v , м/с. Определить коэффициент сопротивления диафрагмы ξ , необходимый для снижения подачи до Q' , м³/ч, и мощность насоса при такой подаче.

Таблица 6.2

Варианты задания

№	h _{под}	P	Q	v	Q'	№	h _{под}	P	Q	v	Q'	№	h _{под}	P	Q	v	Q'
1	5,9	0,18	39	5,5	21	11	5,5	0,11	31	6,9	13	21	5,3	0,13	39	5,5	25
2	5,4	0,20	36	8,0	26	12	6,1	0,17	35	13,8	24	22	5,9	0,16	40	15,7	21
3	8,0	0,28	26	10,2	8	13	7,8	0,12	34	19,2	24	23	5,1	0,24	39	11,3	28
4	4,4	0,12	31	12,2	14	14	6,7	0,19	30	5,2	12	24	7,2	0,25	34	5,9	24
5	7,7	0,10	45	9,9	31	15	4,6	0,24	37	5,2	22	25	4,5	0,15	35	6,1	17
6	4,7	0,22	30	5,2	14	16	6,0	0,15	42	8,0	28	26	5,0	0,17	30	11,8	20
7	6,5	0,12	45	7,9	29	17	7,3	0,12	30	8,7	15	27	6,1	0,19	38	8,4	27
8	5,4	0,16	32	5,6	17	18	5,8	0,16	27	7,8	16	28	7,2	0,12	43	24,3	27
9	4,5	0,14	44	9,7	27	19	6,8	0,12	39	6,8	26	29	4,7	0,16	44	24,9	28
10	7,4	0,16	40	7,0	29	20	5,2	0,20	43	12,4	25	30	6,2	0,12	34	13,4	18

7. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Основные расчетные формулы

Параллельное соединение – подачи складываются, напор одинаков (рис. 7.1):

$$\begin{aligned} Q &= \Sigma Q_i; \\ H &= H_i; \\ N &= \Sigma N_i. \end{aligned} \quad (33)$$

Усредненный КПД установки из параллельных нагнетателей (КПД η_i определяются по подаче Q_i через соответствующие нагнетатели):

$$\eta = \frac{\Sigma Q_i}{\Sigma \frac{Q_i}{\eta_i}}. \quad (34)$$

Последовательное соединение – подача постоянная, напоры складываются (рис. 7.2):

$$\begin{aligned} Q &= Q_i; \\ H &= \Sigma H_i; \\ N &= \Sigma N_i. \end{aligned} \quad (35)$$

Усредненный КПД установки из последовательных нагнетателей (КПД η_i определяются по подаче Q_i через соответствующие нагнетатели):

$$\eta = \frac{\Sigma H_i}{\Sigma \frac{H_i}{\eta_i}}. \quad (36)$$

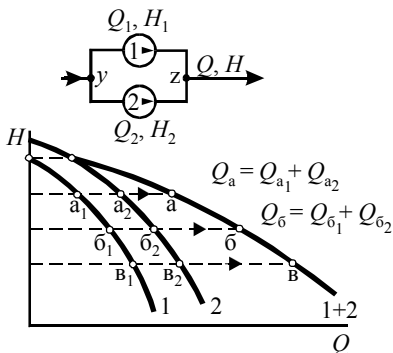


Рис. 7.1. Параллельное соединение и построение суммарной напорной характеристики

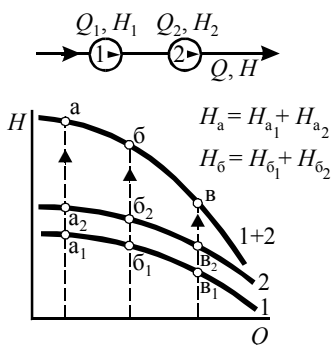


Рис. 7.2. Последовательное соединение и построение суммарной напорной характеристики

Смешанное соединение – схема разбивается на участки с параллельным или последовательным соединениями, рассчитывается суммарная характеристика участка, затем, в дальнейших расчетах, участок рассматривается как один нагнетатель (рис. 7.3).

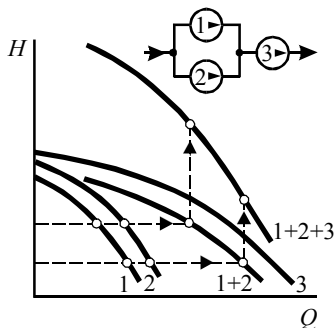


Рис. 7.3. Смешанное соединение и построение суммарной напорной характеристики

Пример 18. Определение суммарной напорной характеристики двух параллельных насосов

Построить суммарную напорную характеристику насосов К 65-50-160 и К 80-65-60 (табл. 7.1 – 7.2), работающих параллельно.

Таблица 7.1

Характеристики насоса К 65-50-160 (№ 1)

Q, л/с	0	2	4	6	8	10
H, м	37	36,8	35,8	3,6	29,8	24,1

Таблица 7.2

Характеристики насоса К 80-65-160 (№ 2)

Q, л/с	0	4	8	12	16	20
H, м	36,4	36,3	35,6	33,9	30,5	25,4

Строим в одной системе координат характеристики насосов № 1 и № 2 (табл. 7.3, рис. 7.4). Определяем подачу обоих насосов при одинаковом напоре, найденные подачи суммируем. Откладываем полученные точки и соединяем их кривой.

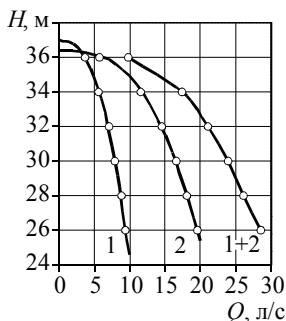


Рис. 7.4. Построение совместной характеристики при параллельной работе

Таблица 7.3

Расчет суммарной характеристики

Напор, м	Подача, л/с		
	№ 1	№ 2	1 + 2
36	3,4	5,7	9,8
34	5,2	11,5	17,4
32	6,6	14,5	21,1
30	16,2	23,9	7,4
28	17,9	8,3	26,1
26	28,5	9,1	19,2

Пример 19. Определение суммарной напорной характеристики четырех параллельных насосов

Построить суммарную напорную характеристику четырех параллельных насосов К 65-50-160 (характеристики приведены в табл. 7.1).

Так как соединены одинаковые насосы, для расчета суммарной характеристики достаточно в таблице характеристики увеличить подачу в нужное число раз (табл. 7.4).

Таблица 7.4

**Характеристики установки из четырех параллельных насосов
К 65-50-160**

Q, л/с	0	$2 \cdot 4 = 8$	$4 \cdot 4 = 16$	$6 \cdot 4 = 24$	$8 \cdot 4 = 32$	$10 \cdot 4 = 40$
H, м	37	36,8	35,8	3,6	29,8	24,1

Пример 20. Усредненный КПД и мощность установки из параллельных насосов

Сеть длиной $L = 1000$ м и диаметром труб $d = 400$ мм предназначена для подъема воды на высоту $H_{\text{под}} = 25$ м. В сети установлены параллельно два насоса Д 216-34 и Д 500-39 (табл. 7.5 и 7.6). Определить суммарную подачу, напор, мощность и усредненный КПД установки. Потери на местные сопротивления принять в размере 10% от потерь на трение.

Таблица 7.5

Характеристики насоса Д 216-34 (№ 1)

Q, л/с	70	150	180	216	250
H, м	40	40	38	34	31
η , %	40	68	70	72	60

Таблица 7.6

Характеристики насоса К 500-39 (№ 2)

Q, л/с	80	240	400	500	600
H, м	42	43	42	39	35
η , %	30	67	78	81	79

Производим построение характеристик насосов (кривые «1» и «2» на рис. 7.5) и суммированием подач на линиях постоянных напоров (табл. 7.7) определяем суммарную характеристику (кривая «1 + 2» на рис. 7.5). Определяем сопротивление сети при разных расходах на табл. 7.8) и наносим на график характеристику сети.

Таблица 7.7

Суммарная характеристика

H	Q1	Q2	Q1 + Q2
40	150	455	605
39	164	496	660
38	175	525	700
36	193	572	765
35	204	594	798

Таблица 7.8

Сопротивление сети

Q, м ³ /ч	v, м/с	Re	λ	H _с , м
0	—	—	—	25,0
200	0,4	98730	0,0335	25,9
400	0,9	197500	0,0330	28,6
600	1,3	296200	0,0328	33,1
800	1,8	394900	0,0328	39,4
1000	2,2	493700	0,0327	47,4

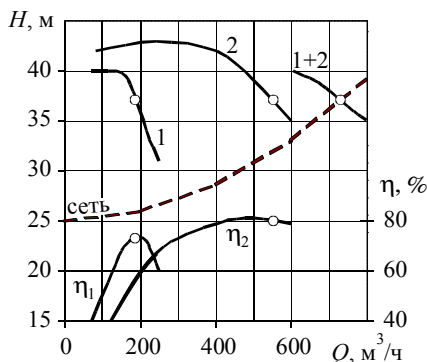


Рис. 7.5. Характеристики насосов и сети

На пересечении характеристик сети и установки определяем режим работы: $Q = 730$ м³/ч; $H = 37,1$ м. По горизонтальной линии постоянного напора находим подачу через первый и второй насосы: $Q_1 = 180$ м³/ч; $Q_2 = 550$ м³/ч. По найденным подачам и соответствующим кривым КПД определяем $\eta_1 = 73\%$, $\eta_2 = 80\%$.

$$\text{Мощность установки } N = N_1 + N_2 = \frac{\rho g H Q_1}{\eta_1} + \frac{\rho g H Q_2}{\eta_2} =$$

$$= \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 37,1 \cdot (180/3600)}{0,73} + \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 37,1 \cdot (550/3600)}{0,8} = 95 \, 100 \, \text{Вт} = 95,1 \, \text{кВт}.$$

$$\text{КПД установки } \eta = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1/\eta_1 + Q_2/\eta_2} = \frac{180 + 550}{180/73 + 550/80} = 77,6\%.$$

Пример 21. Последовательное соединение насосов

Необходимо подавать горячую воду по трубному пространству кожухотрубного теплообменника (рис. 7.6). Расход воды $Q = 0,08 \, \text{м}^3/\text{с}$, средняя температура в теплообменнике $t = 65 \, ^\circ\text{C}$. Теплообменник включает $n = 80$ чугунных труб внутренним диаметром $d = 32 \, \text{мм}$, длина трубного пространства $L = 3 \, \text{м}$. Диаметр входного и выходного штуцера $d_{\text{ш}} = 200 \, \text{мм}$. За теплообменником необходимо поддерживать давление воды $p_2 = 15 \, \text{кПа}$. Необходимо подобрать насос, обеспечивающий прокачку воды.

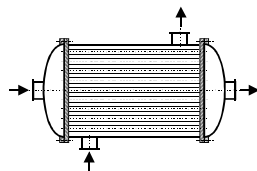


Рис. 7.6. Кожухотрубный теплообменник

Рассчитаем необходимый напор при заданной подаче. Скорость воды в трубах $v = \frac{4Q}{\pi d^2 n} = \frac{4 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,032^2 \cdot 80} = 1,24 \, \text{м/с}$; в штуцерах $v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,2^2} = 2,55 \, \text{м/с}$.

Коэффициенты местных сопротивлений: входная и выходная камеры $\xi = 1,5$; вход и выход труб $\xi = 1$. Потери на местные сопротивления

$$\Delta H_{\text{мс}} = \frac{1}{2g} \sum \xi v^2 = \frac{1}{2 \cdot 9,81} (18 \cdot (1 + 1) \cdot 1,24^2 + (1,5 + 1,5) 2,55^2) = 12,9 \, \text{м}.$$

Критерий Рейнольдса при движении воды в трубах (при $t = 65^\circ\text{C}$)

$$\text{Re} = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{981 \cdot 1,24 \cdot 0,032}{4,36 \cdot 10^{-3}} = 9,0 \cdot 10^4.$$

Коэффициент трения ($\epsilon = 1,2 \, \text{мм}$)

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{\epsilon}{3,7d_s} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right) \right]^2} = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{1,2}{3,7 \cdot 32} + \left(\frac{6,81}{9,0 \cdot 10^4} \right)^{0,9} \right) \right]^2} = 0,0678.$$

Потери на преодоление трения

$$\Delta H_{\text{тр}} = \lambda \frac{nL}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0678 \cdot \frac{80 \cdot 3}{0,032} \cdot \frac{1,24^2}{2 \cdot 9,81} = 40,1 \text{ м.}$$

$$\text{Общее сопротивление установки } H_c = \Delta H_{\text{мс}} + \Delta H_{\text{тр}} + \frac{p}{\rho g} = 54,5 \text{ м.}$$

По каталогу определяем, что заданную подачу ($0,08 \text{ м}^3/\text{с}$ или $288 \text{ м}^3/\text{ч}$) в диапазоне поля рабочих характеристик может обеспечить только насос К 280-29 (табл. 7.9). Но его напор при такой подаче $28,5 \text{ м}$. Поэтому устанавливаем два последовательных насоса (табл. 7.10, рис. 7.7). При подаче $Q = 0,08 \text{ м}^3/\text{с}$ установка развивает напор $H = 57 \text{ м}$.

Таблица 7.9

Характеристики насоса К 280-29

Q, м³/ч	80	160	220	280	340
Q, м³/с	0,022	0,044	0,061	0,078	0,094
H, м	33	32	31	29	25
η, %	55	70	79	83	80

Таблица 7.10

Напорная характеристика установки из двух последовательных насосов

Q, м³/с	0,022	0,044	0,061	0,078	0,094
H, м	66	64	62	58	50

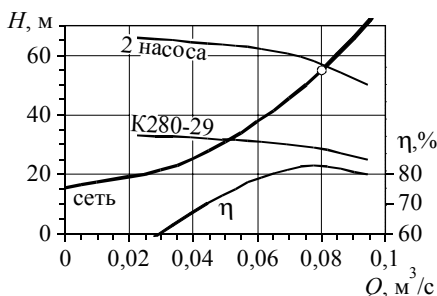


Рис. 7.7. Последовательная работа насосов

Определяем, что при подаче $0,08 \text{ м}^3/\text{с}$ КПД насосов и насосной установки будет $\eta = 82,5\%$. Мощность, потребляемая установкой,

$$N = \rho g H Q / \eta = 981 \cdot 9,81 \cdot 57 \cdot 0,08 / 0,825 = 53190 \text{ Вт} = 53,2 \text{ кВт.}$$

Контрольная задача 8

Два насоса работают в распределенной сети (рис. 7.8), предназначенной для подачи воды из одной открытой емкости в другую.

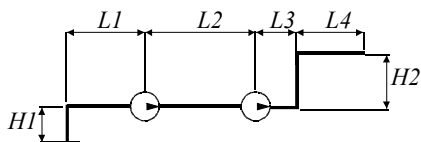


Рис. 7.8. Водопроводная сеть

Диаметр трубопровода d , см (табл. 7.11), коэффициент трения $\lambda = 0,03$, сумма местных сопротивлений сети $\Sigma \xi = 20$. Символами H , м, обозначено расстояние между емкостями и насосами по вертикали, символами L , м, – по горизонтали.

Характеристики каждого насоса следующие:

Подача, л/с	0	10	20	30	40	50
Напор, м	24	25,1	24,4	21,9	17,6	11,5
КПД, %	–	38	62	72	68	50

Рассчитать подачу, КПД и потребляемую мощность для каждого насоса.

Таблица 7.11

Варианты задания

№	L1	L2	L3	L4	H1	H2	d	№	L1	L2	L3	L4	H1	H2	d
1	900	900	700	700	12,0	19,4	25	16	1400	900	500	600	7,7	14,8	20
2	1400	1500	600	700	14,9	27,2	45	17	700	500	600	400	5,3	27,2	30
3	1500	1400	400	300	13,1	24,8	55	18	900	1100	400	600	6,6	22,8	25
4	1400	700	600	700	9,1	22,2	30	19	1500	1200	400	700	11,4	16,0	30
5	1200	1400	700	500	6,1	15,0	20	20	1200	900	400	400	14,3	20,0	50
6	700	1100	600	500	7,4	17,8	25	21	1100	800	300	400	6,8	28,0	35
7	700	500	300	300	11,4	20,8	35	22	900	1000	700	600	5,7	15,4	25
8	700	700	400	300	5,8	27,6	35	23	1400	1300	600	700	12,2	23,6	40
9	800	1200	400	500	14,5	21,0	50	24	900	1000	300	600	8,5	26,4	20
10	500	1100	500	300	10,8	25,2	40	25	1400	1400	300	400	12,4	29,6	45
11	1400	600	400	700	9,3	26,0	55	26	1300	900	500	300	13,6	21,4	40
12	500	900	700	400	13,8	20,8	35	27	1100	1000	700	400	9,2	29,4	50
13	600	500	300	300	11,2	25,4	30	28	1000	1200	500	500	9,6	23,0	20
14	700	500	400	300	6,7	29,6	35	29	1400	1400	700	500	10,3	25,8	40
15	1100	1100	300	700	13,5	24,8	40	30	900	700	500	300	14,0	24,0	20

Контрольная задача 9

Установка из двух последовательно установленных одинаковых насосов поднимает воду на высоту $h_{\text{под}}$, м, из одной открытой емкости в другую. При этом установилась подача Q , л/с (табл. 7.12). Характеристики каждого насоса представлены на рис. 7.9. Необходимо:

- рассчитать мощность установки;
- определить, как изменится подача в сети и мощность на валу первого насоса при отключении второго;
- определить подачу в сети и суммарную мощность установки, если включение насосов будет заменено с последовательного на параллельное, а также как в этом случае изменится мощность на валу первого насоса при отключении второго.

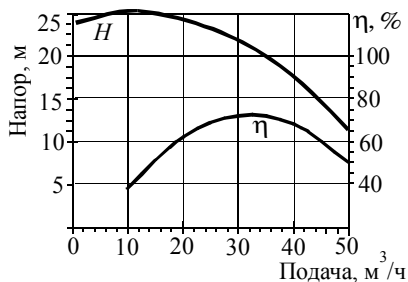


Рис. 7.9. Характеристики насоса

Таблица 7.12

Варианты задания

№	$h_{\text{под}}$	Q	№	$h_{\text{под}}$	Q	№	$h_{\text{под}}$	Q	№	$h_{\text{под}}$	Q	№	$h_{\text{под}}$	Q
1	9,5	38	7	15,8	29	13	16,0	42	19	9,6	26	25	13,5	40
2	16,3	40	8	17,3	33	14	10,5	28	20	15,1	43	26	6,1	39
3	14,2	31	9	10,9	29	15	15,9	39	21	18,4	39	27	12,2	36
4	17,9	39	10	17,1	43	16	8,6	32	22	9,7	34	28	12,4	37
5	19,8	27	11	14,9	38	17	13,3	31	23	12,1	33	29	17,9	40
6	14,9	44	12	13,5	25	18	8,7	32	24	6,7	27	30	11,3	39

Контрольная задача 10

Сеть для подачи изображена на рис. 7.10. Диаметр трубопровода d , мм (табл. 7.13), его коэффициент трения $\lambda = 0,03$. В сети установлены четыре насоса, каждый из которых имеет следующие характеристики:

Подача, м³/ч	0	20	40	60	80	100
Напор, м	34,7	39,2	39,5	35,8	27,9	16
КПД, %	—	49,9	78,9	86,9	74	40,2

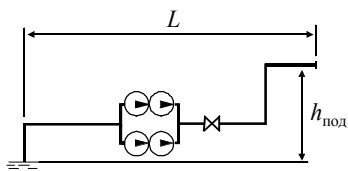


Рис. 7.10. Водопроводная сеть

Размеры L и $h_{\text{под}}$ указаны в метрах. Участки присоединения насосов к сети считать не имеющими сопротивления. Определить подачу и суммарную мощность установки.

Таблица 7.13

Варианты задания

№	d	L	h _{под}	№	d	L	h _{под}	№	d	L	h _{под}	№	d	L	h _{под}
1	160	1460	27	9	145	780	26	17	160	990	39	24	140	780	25
2	135	1020	17	10	155	930	19	18	130	590	27	25	170	1090	25
3	160	1470	26	11	140	820	34	19	130	590	25	26	160	840	31
4	135	830	48	12	140	760	42	20	140	1430	25	27	150	640	29
5	150	870	43	13	170	1490	36	21	170	740	42	28	150	850	19
6	140	510	31	14	170	640	39	22	180	1390	39	29	150	540	30
7	130	750	30	15	150	1130	35	23	160	1490	27	30	140	550	23
8	150	1170	17	16	130	630	42								

8. РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ В РАСПРЕДЕЛЕННОЙ СЕТИ

Порядок расчета

В распределенной сети (рис. 8.1, 8.2) нагнетатели подсоединены к сети через индивидуальные участки, имеющие сопротивление.

Характерные точки на напорных характеристиках (рис. 8.1, 8.2):

а – режим работы установки (точка пересечения суммарной характеристики установки и напорной характеристики сети);

a_1' и a_2' – режимы работы линий в месте их присоединения к сети (лежат на напорных характеристиках H_1' и H_2' , отнесенных к месту присоединения, определяются: по точке «а» и линии постоянного напора для параллельного соединения; по точке «а» и линии постоянной подачи при последовательном соединении);

a_1 и a_2 – режимы работы нагнетателей (определяются по точкам a_1' и a_2' и вертикальным линиям постоянной подачи, размер отрезков $[a_1; a_1']$ и $[a_2; a_2']$ равен сопротивлению линий присоединения нагнетателей к сети).

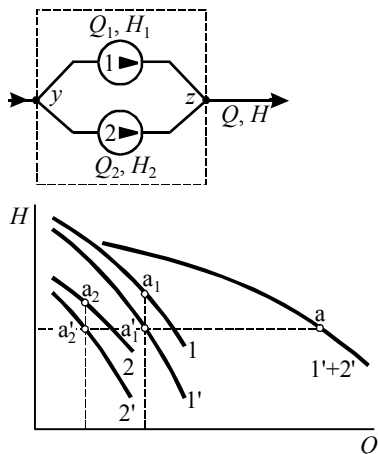


Рис. 8.1. Установка из параллельных нагнетателей в распределенной сети

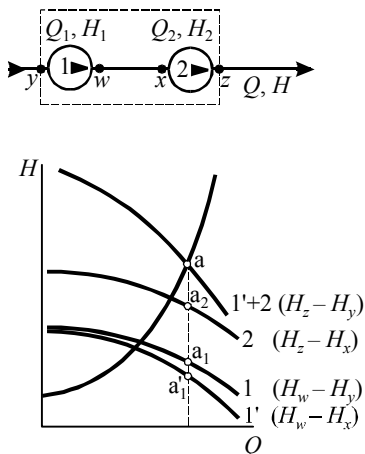


Рис. 8.2. Установка из последовательных нагнетателей в распределенной сети
(участок «w-x» относится к одному из нагнетателей)

Порядок расчета суммарной напорной характеристики:

1. Для каждого нагнетателя определяется в табличном или графическом виде напорная характеристика участка подсоединения нагнетателя к сети и характеристика нагнетателя, отнесенная к точке присоединения (рис. 8.3).

2. По напорным характеристикам, отнесенным к точке присоединения, определяется суммарная характеристика установки.

Усредненный КПД определяется через отношение полезной мощности, передаваемой потоку установкой, к суммарной потребляемой электродвигателями мощности:

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N_{\text{эд}}}. \quad (37)$$

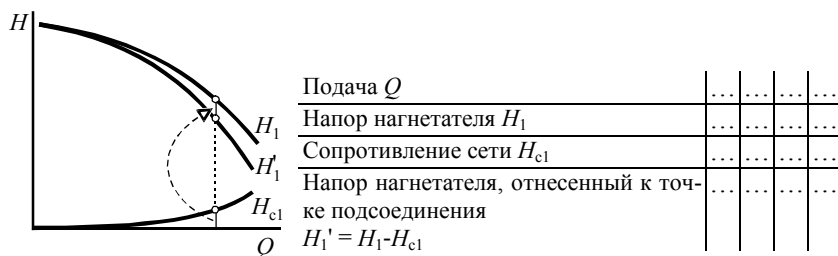


Рис. 8.3. Сопротивление участка подсоединения H_{c1} и напорная характеристика H_1' , отнесенная к точке присоединения нагнетателя к сети

Пример 22. Работа параллельных насосов в распределенной сети

Параллельно работают два насоса Д 216-34 и Д 500-39 (табл. 8.1, 8.2). Линии подключения насосов в общую сеть имеют диаметр соответственно $d_1 = 150$ и $d_1 = 200$ мм. Линии оборудованы запорной арматурой, обратными клапанами, сумма коэффициентов местных сопротивлений которых $\sum \xi = 5$ для каждой линии. Уравнение сети $H = 27 + 25 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2$, где Q , м³/ч.

Определить подачу, напор и мощность установки.

Таблица 8.1

Характеристики насоса
Д216-34 (№ 1)

Q, м ³ /ч	70	150	180	216	250
H, м	40	40	38	34	31
КПД, %	40	68	73	72	60

Таблица 8.2

Характеристики насоса
Д 500-39 (№ 2)

Q, м ³ /ч	80	240	400	500
H, м	42	43	42	39
КПД, %	30	67	78	81

Определим напорную характеристику насосов, отнесенную к точке их присоединения к сети. Для этого запишем уравнения сопротивления линий присоединения, выразив их в зависимости от подачи Q , м³/ч.

Насос № 1:

$$H_{c1} = \sum \xi \frac{v^2}{2g} = \sum \xi \frac{8(Q/3600)^2}{\pi^2 g d_1^5} = 5 \frac{8 \cdot Q^2}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot 9,81 \cdot 0,15^4} = 6,3 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2.$$

$$\text{Насос № 2: } H_{c2} = 5 \frac{8 \cdot Q^2}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot 9,81 \cdot 0,2^4} = 2,0 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2.$$

Рассчитаем по полученным уравнениям сопротивление сети H_{c1} , H_{c2} и характеристики нагнетателей H_1' , H_2' , отнесенные к точке их присоединения к сети (табл. 8.3, 8.4), причем $H_1' = H_1 - H_{c1}$, $H_2' = H_2 - H_{c2}$.

Построим на рис. 8.4 характеристики насосов (линии «1», «2»), характеристики насосов, отнесенные к их точке присоединения к сети (линии «1'», «2'»), и суммарную характеристику (линия «1' + 2'»), полученную суммированием кривых «1'» и «2'». Также на рис. 8.4 нанесем характеристику сети.

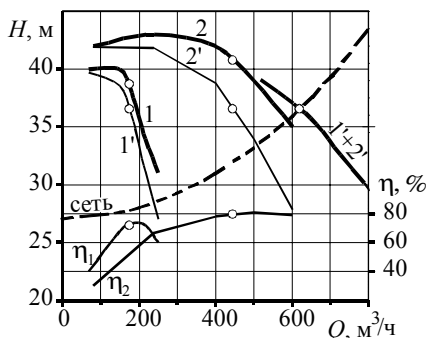


Рис. 8.4. Расчет работы насосов в распределенной сети

Таблица 8.3

Характеристики насоса № 1

Q, м³/ч	70	150	180	216	250
H ₁ , м	40	40	38	34	31
H _{c1} , м	0,3	1,4	2,0	2,9	3,9
H _{1'} , м	39,7	38,6	36,0	31,1	27,1

Таблица 8.4

Характеристики насоса № 2

Q, м³/ч	80	240	400	500
H, м	42	43	42	39
H _{c2} , м	0,1	1,1	3,2	5,0
H _{2'} , м	41,9	41,9	38,8	34,0

На пересечении характеристики сети и суммарной характеристики установки определяем режим работы установки: $Q = 620 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 36,6 \text{ м}$.

Для определения мощности необходимо найти режим работы каждого насоса. По горизонтальной линии постоянного напора на пересечении с кривыми «1'» и «2'» находим подачу через каждый нагнетатель: $Q_1 = Q_1' = 175 \text{ м}^3/\text{ч}$; $Q_2 = Q_2' = 445 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_1' = H_2' = H = 36,6 \text{ м}$. По найденным подачам нагнетателей определяем развиваемый ими напор (по пересечению вертикальных линий известных подач и характеристик насосов «1» и «2»): $H_1 = 38,7 \text{ м}$; $H_2 = 40,2 \text{ м}$. По подачам определяем КПД насосов: $\eta_1 = 72\%$; $\eta_2 = 80\%$. Суммарная мощность насосов:

$$N = N_1 + N_2 = \frac{\rho g H_1 Q_1}{\eta_1} + \frac{\rho g H_2 Q_2}{\eta_2} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 38,7 \cdot (175/3600)}{0,72} + \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 40,8 \cdot (445/3600)}{0,80} = 87\,500 \text{ Вт} = 87,5 \text{ кВт}.$$

Контрольная задача 11

Два насоса работают в распределенной сети, представленной на рис. 8.5. Напорные характеристики насосов следующие:

	Насос № 1				Насос № 2			
Подача, м ³ /ч	10	20	30	40	10	20	30	40
Напор, м	25,3	24	20,3	14	25,1	23,1	18,1	10,1

Считая, что потери на местные сопротивления составляют 10% от величины потерь напора на трение, определить суммарную подачу воды в сети и подачу каждого насоса при этом. Размеры L и $h_{\text{под}}$ указаны в табл. 8.5 в метрах, диаметр d – в сантиметрах.

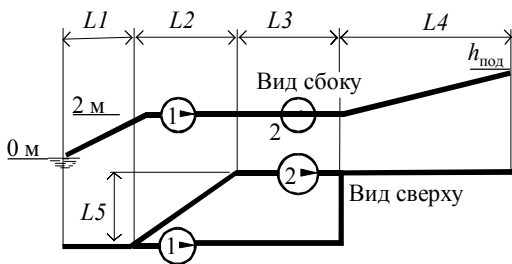


Рис. 8.5. Водопроводная сеть

Таблица 8.5

Варианты задания

№	L1	L2	L3	L4	L5	h _{нод}	d	№	L1	L2	L3	L4	L5	h _{нод}	d
1	120	470	30	110	380	5,8	18	16	130	200	30	160	210	8,2	19
2	110	240	10	180	240	11,8	17	17	160	470	40	100	390	5,5	18
3	170	250	30	120	350	9,8	22	18	170	470	20	220	230	12,4	21
4	110	240	10	280	290	5,9	18	19	120	210	50	240	330	12,4	20
5	110	380	30	170	320	9,6	20	20	160	410	40	300	340	13,3	19
6	160	330	20	190	290	13,7	20	21	140	470	40	110	310	11,2	22
7	120	370	30	130	380	7,5	20	22	190	390	50	210	300	6,6	21
8	180	470	30	140	370	12,3	21	23	150	240	40	250	380	14,8	20
9	160	400	20	180	350	9,1	20	24	180	360	20	200	340	15,2	22
10	150	370	30	140	260	11,0	20	25	160	290	40	240	300	6,4	18
11	150	390	20	130	370	13,4	18	26	110	280	10	220	360	10,0	22
12	110	480	30	250	240	8,9	18	27	130	440	50	130	320	5,4	20
13	110	490	30	230	350	12,0	20	28	110	470	40	250	210	14,5	22
14	160	350	30	220	310	6,0	20	29	200	380	20	250	390	12,3	22
15	120	330	30	280	360	7,3	18	30	150	490	40	270	350	11,8	22

9. РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВКИ ИЗ СОВМЕСТНО РАБОТАЮЩИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Способы регулирования

Регулирование установки из параллельных и последовательных нагнетателей заключается в обеспечении заданной суммарной подачи. Используются два метода регулирования:

1. Последовательное регулирование – регулирование нагнетателей по отдельности. Регулируется подача через один нагнетатель, остальные при этом не трогают. При доведении подачи через этот нагнетатель до нуля приступают к изменению подачи через следующий нагнетатель.

2. Параллельное регулирование – одновременное одинаковое регулирование всех нагнетателей.

Выбор способа производится на основании расчетов всех возможных вариантов.

Пример 23. Дроссельное регулирование установки из двух параллельных насосов

Два параллельных насоса типа К 20-30 (табл. 9.1) перекачивают воду и работают в сети с диаметром труб 100 мм, описываемой уравнением $H_c = 15 + 0,003 Q^2$, где Q , м³/ч. Найти мощность и усредненный КПД установки при подаче $Q_{уст} = 40$ м³/ч при регулировании вентилем в сети и вентилями за каждым из насосов.

Таблица 9.1

Характеристики насоса К 20-30

Q , м ³ /ч	5	15	20	30	40
H , м	35	33	30	24	16
η , %	35	60	65	63	52

Задачей регулирования является поиск способов перемещения точки пересечения суммарной напорной характеристики нагнетателя и напорной характеристики сети на линию заданной подачи. При дроссельном регулировании необходимо определить коэффициент дополнительного сопротивления ξ вентиля или задвижки. По найденному коэффициенту ξ и справочным данным при необходимости может быть определена их степень закрытия.

Вначале на рис. 9.1 построим характеристики насосов (линии «1», «2» и «η»), суммарную характеристику установки (линия «1 + 2») и характеристику сети. На пересечении суммарной характеристики и уравнения сети определяем режим работы установки ($Q = 57,2 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 24,8 \text{ м}$). По линии постоянного напора определяем, что каждый из насосов будет работать с характеристиками $Q_1 = Q_2 = 28,6 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 24,8 \text{ м}$. По найденной подаче определяем КПД каждого насоса ($\eta_1 = \eta_2 = 63,5\%$). Так как насосы работают одинаково, то усредненный КПД установки равен КПД насосов ($\eta = 63,5\%$). Таким образом, суммарная мощность установки

$$N = N_1 + N_2 = \frac{\rho g H Q_1}{\eta_1} + \frac{\rho g H Q_2}{\eta_2} = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 24,8 \cdot (57,2/3600)}{0,635} = 6090 \text{ Вт} = 6,09 \text{ кВт}.$$

Рассмотрим три схемы регулирования.

А. Регулирование вентилем, установленным за установкой (рис. 9.2).

В сети создается такое дополнительное сопротивление, чтобы при заданной подаче сопротивление сети равнялось напору установки. Напор установки при подаче $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет 30 м . Сопротивление сети при $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет $19,8 \text{ м}$. Таким образом, в сеть необходимо ввести дополнительное сопротивление $H_{\text{доп}} = 30 - 19,8 = 10,2 \text{ м}$ (рис. 9.3). Коэффициент сопротивления ξ определяем из уравнения местного сопротивления:

$$H_{\text{доп}} = \xi \frac{v^2}{2g} = \xi \frac{Q^2}{2gS^2} = \xi \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4},$$

откуда

$$\xi = \frac{H_{\text{доп}} g \pi^2 d^4}{8Q^2} = \frac{10,2 \cdot 9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,1^4}{8 \cdot (40/3600)^2} = 100.$$

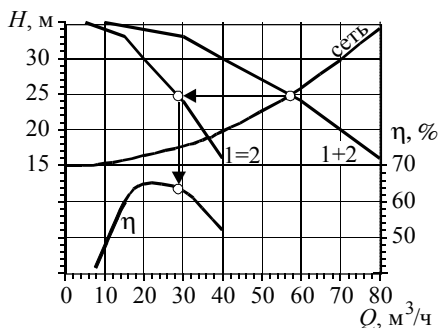


Рис. 9.1. Работа установки без регулирования

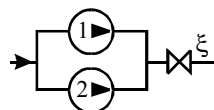


Рис. 9.2. Регулирование сети

Так как насосы одинаковые, они будут работать с одинаковыми характеристиками. Подача каждого из них равна половине общей заданной подаче установки:

$$Q_1 = Q_2 = Q_{\text{уст}} / 2 = 40/2 = 20 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По подаче $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ определяем КПД насосов $\eta_1 = \eta_2 = 65\%$. Мощность установки $N = N_1 + N_2 =$

$$= \frac{\rho g H Q_1}{\eta_1} + \frac{\rho g H Q_2}{\eta_2} = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot (40/3600)}{0,65} = 5030 \text{ Вт} = 5,03 \text{ кВт}.$$

Усредненный КПД установки равен КПД одинаково работающих насосов: $\eta = 65\%$.

Б. Регулирование по параллельной схеме вентилями, установленными после каждого насоса (рис. 9.4).

Насосы работают в одинаковом режиме. Дополнительные сопротивления относятся к линиям присоединения нагнетателей к сети, характеристика сети не меняется. Значит, при заданной подаче $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ суммарная характеристика установки должна быть равна сопротивлению сети, то есть равняться $19,8 \text{ м}$. Подача через каждый одинаково работающий насос при этом $20 \text{ м}^3/\text{ч}$. При такой подаче насосы будут развивать напор 30 м . Следовательно, после каждого насоса необходимо ввести дополнительное сопротивление $H_{\text{доп}1} = H_{\text{доп}2} = 30 - 19,8 = 10,2 \text{ м}$ (рис. 9.5). Коэффициенты ξ_1 и ξ_2 определяем из уравнения местного сопротивления:

$$H_{\text{доп}1} = H_{\text{доп}2} = \xi_1 \frac{v^2}{2g} = \xi_1 \frac{Q_1^2}{2gS^2} = \xi_1 \frac{8Q_1^2}{g\pi^2 d^4},$$

откуда

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{H_{\text{доп}} g \pi^2 d^4}{8Q_1^2} = \frac{10,2 \cdot 9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,1^4}{8 \cdot (20/3600)^2} = 400.$$

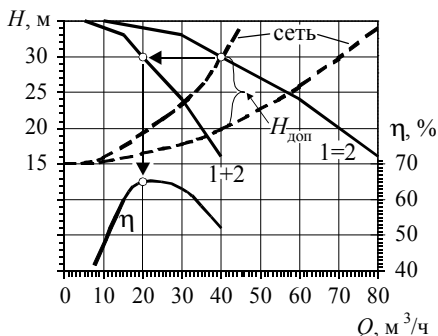


Рис. 9.3. Расчет регулирования сети

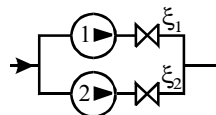


Рис. 9.4.
Параллельное
регулирование
установки

По подаче $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ определяем КПД насосов $\eta_1 = \eta_2 = 65\%$ и мощность установки

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot \frac{40}{3600}}{0,65} = 5030 \text{ Вт} = 5,03 \text{ кВт}.$$

Так как напоры насосов и установки не совпадают, усредненный КПД рассчитываем по отношению полезной и потребляемой мощности:

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N_{\text{эд}}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 19,8 \cdot (40/3600)}{5030} = 42,9\%.$$

Несмотря на такую же, что и в случае «А», мощность, КПД получился значительно ниже, так как здесь потери на дополнительное сопротивление включены в установку и снижают эффективность ее работы.

В. Регулирование по последовательной схеме вентилем, установленным за одним из насосов (рис. 9.6).

В этой схеме нагнетатели работают в разных режимах, с разными подачами и напорами. Напор второго насоса равен напору установки, напор первого насоса выше напора установки на величину, определяемую сопротивлением вентиля. Характеристика сети не меняется.

По заданной подаче $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ и уравнению сети находим, что установка должна работать с напором $19,8 \text{ м}$ (рис. 9.7). Этот же напор будет и на втором насосе, работающем без дополнительных сопротивлений. По напору $H_2 = 19,8 \text{ м}$ из характеристики насоса (линия «1») определяем $Q_2 = 35 \text{ м}^3/\text{ч}$. Отсюда $Q_1 = Q - Q_2 = 40 - 35 = 5 \text{ м}^3/\text{ч}$. По характеристике насоса (линия «1») находим напор, с каким насос будет работать при подаче $5 \text{ м}^3/\text{ч}$: $H_1 = 35 \text{ м}$. Для снижения этого напора до общего напора

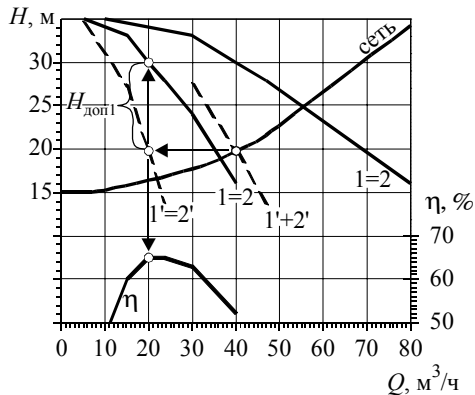


Рис. 9.5. Расчет параллельного регулирования установки

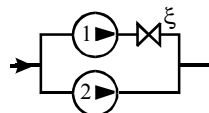


Рис. 9.6. Последовательное регулирование установки

установки H необходимо дополнительное сопротивление $H_{\text{доп}} = 35 - 19,8 = 15,2$ м. Местное сопротивление при этом будет

$$\begin{aligned}\xi &= \frac{H_{\text{доп}} g \pi^2 d^4}{8 Q_1^2} = \\ &= \frac{15,2 \cdot 9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,1^4}{8 \cdot (5/3600)^2} = \\ &= 9530.\end{aligned}$$

По подаче $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ определяем $\eta_1 = 35\%$, по подаче $35 \text{ м}^3/\text{ч}$ определяем $\eta_2 = 57,5\%$. Мощность установки

$$N = N_1 + N_2 = \frac{\rho g H Q_1}{\eta_1} + \frac{\rho g H Q_2}{\eta_2} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot (5/3600)}{0,35} + \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 19,8 \cdot (35/3600)}{0,575} = 4650 \text{ Bm} = 4,65 \text{ κBm}.$$

Усредненный КПД

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N_{эл}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 19,8 \cdot (40/3600)}{4650} = 46,4\%.$$

Но в варианте «В» первый насос работает с подачей, лежащей за пределами поля рабочих параметров (рабочей части), что может вызвать возникновение помпажа (автоколебаний).

Таким образом, получены следующие результаты:

- A.** $N = 5,03 \text{ } \kappa Bm$, $\eta = 65\%$.
Б. $N = 5,03 \text{ } \kappa Bm$, $\eta = 42,9\%$.
В. $N = 4,65 \text{ } \kappa Bm$, $\eta = 46,4\%$.

Наиболее экономичным является последовательное регулирование. Это можно объяснить тем, что в этом варианте практически всю воду перекачивает второй насос. Хотя он работает не в самом экономичном режиме, но он не преодолевает дополнительного сопротивления, то есть потерь на дросселирование, составляющих треть потребляемой мощности в варианте «Б», у него нет.

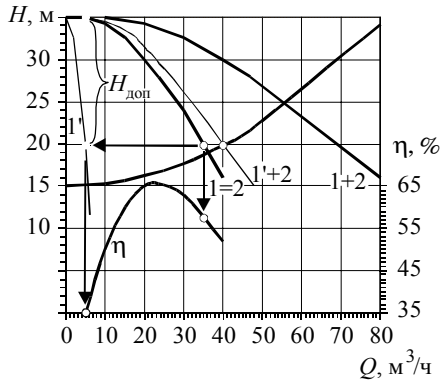


Рис. 9.7. Расчет последовательного регулирования установки

Вариант «А» нельзя сравнивать с остальными двумя по усредненно-му КПД, так как установки работают на разную сеть.

Контрольная задача 12

Для прокачки воды через экономайзер используется установка из двух параллельных насосов; характеристики каждого из них:

Подача, м ³ /ч	0	10	20	30	40	50	60
Напор, м	50	49	46	41	34	25	14
КПД, %	–	40	67	80	80	66	39

Расстояние по вертикали между точкой всасывания сети и экономайзером $h_{\text{под}}$, м, диаметр трубопровода d , см (табл. 9.2). После каждого из насосов установлена дроссельная задвижка (рис. 9.8). При полностью открытых задвижках подача установки Q , м³/ч. Рассчитать коэффициент сопротивления ξ , степень открытия задвижек, необходимые для обеспечения подачи Q' , м³/ч, и суммарную мощность насосов при этом для: а) параллельного регулирования; б) последовательного регулирования.



Рис. 9.8. Сопротивление задвижки

Таблица 9.2

Варианты задания

№	Q	D	$h_{\text{под}}$	Q'	№	Q	D	$h_{\text{под}}$	Q'	№	Q	D	$h_{\text{под}}$	Q'
1	90	8	17	72	11	100	11	13	88	21	100	9	11	86
2	100	10	18	89	12	100	10	12	90	22	110	11	16	95
3	100	10	20	86	13	90	9	20	74	23	100	10	15	83
4	100	10	11	88	14	90	8	15	74	24	110	11	15	98
5	90	8	16	74	15	90	8	16	76	25	100	10	19	87
6	100	10	14	85	16	100	10	10	85	26	110	11	14	100
7	100	10	14	83	17	100	8	19	82	27	110	10	10	91
8	110	9	17	90	18	110	10	18	91	28	100	8	9	85
9	110	11	17	93	19	100	10	17	86	29	90	9	14	76
10	100	10	14	90	20	100	10	11	89	30	90	10	15	78

10. ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основные расчетные формулы

Уравнения подобия

Уравнение подобия подачи

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \frac{D_{2b}^3}{D_{2a}^3} \cdot \frac{n_b}{n_a} \cdot \frac{\eta_{об}}{\eta_{оа}}. \quad (38)$$

Уравнение подобия напоров

$$\frac{H_b}{H_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2} \cdot \frac{n_b^2}{n_a^2} \cdot \frac{\eta_{гб}}{\eta_{га}}. \quad (39)$$

Уравнение подобия развиваемых нагнетателями давлений

$$\frac{p_b}{p_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2} \cdot \frac{n_b^2}{n_a^2} \cdot \frac{\rho_b}{\rho_a} \cdot \frac{\eta_{гб}}{\eta_{га}}. \quad (40)$$

Уравнение подобия мощности на валу центробежного нагнетателя

$$\frac{N_b}{N_a} = \frac{D_{2b}^5}{D_{2a}^5} \cdot \frac{n_b^3}{n_a^3} \cdot \frac{\rho_b}{\rho_a} \cdot \frac{\eta_{мб}}{\eta_{ма}}. \quad (41)$$

Безразмерные характеристики

Безразмерная подача

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}. \quad (42)$$

Безразмерный напор (безразмерное развиваемое давление)

$$\bar{H} = \bar{p} = \frac{g H}{u_2^2} = \frac{p}{\rho u_2^2}. \quad (43)$$

Безразмерная мощность

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \rho u_2^3}. \quad (44)$$

Окружная скорость потока на выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \pi D_2 n . \quad (45)$$

Коэффициент быстроходности насосов

$$n_s = 3,65 n H^{4/3} \sqrt{Q}. \quad (46)$$

Коэффициент быстроходности вентиляторов

$$n_s = 0,0373 n p^{4/3} \sqrt{Q}. \quad (47)$$

Пересчет характеристик лопастных нагнетателей (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Пересчет характеристик центробежных машин

Изменение частоты вращения машины	Обточка рабочего колеса	Изменение плотности среды (при незначительном изменении вязкости)
$Q_b = Q_a \frac{n_b}{n_a}$	$Q_b = Q_a \cdot \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}}\right)^3$	$Q_b = Q_a$
$H_b = H_a \cdot \left(\frac{n_b}{n_a}\right)^2$	$H_b = H_a \cdot \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}}\right)^2$	$H_b = H_a$
$p_b = p_a \cdot \left(\frac{n_b}{n_a}\right)^2$	$p_b = p_a \cdot \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}}\right)^2$	$p_b = p_a \cdot \frac{\rho_b}{\rho_a}$
$N_b = N_a \cdot \left(\frac{n_b}{n_a}\right)^3$	$N_b = N_a \cdot \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}}\right)^5$	$N_b = N_a \cdot \frac{\rho_b}{\rho_a}$
$\eta_b = \eta_a$	$\eta_b = \eta_a$	$\eta_b = \eta_a$

Линия подобия (пропорциональности) – кривые, соединяющие точки с одинаковым КПД на напорных характеристиках, полученных для разных частот вращения (рис. 10.1).

Поле рабочих параметров при изменении частоты – область, заключенная между линиями подобия, соответствующим граничным значениям допустимых КПД (для насоса они на 7% ниже максимального КПД, для вентиляторов – 90% от максимального КПД).

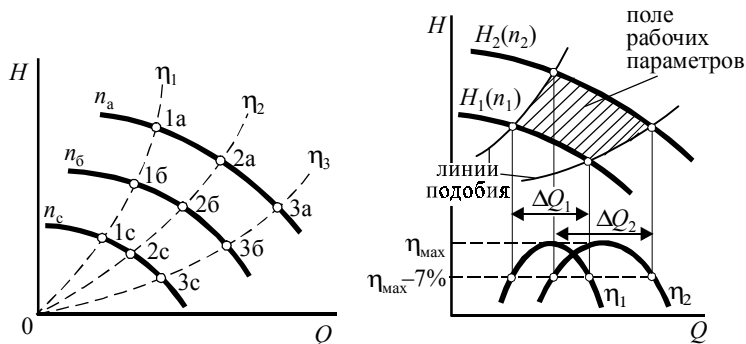


Рис. 10.1. Линии подобия и поле рабочих параметров при изменении частоты вращения

Обточка рабочего колеса – уменьшение внешнего диаметра D_2 . На характеристиках насосов обточка обозначена буквами «а», «б» и т. д.

Пересчет при изменении вязкости жидкости. Характеристики насосов приводятся по данным испытаний на чистой холодной воде. При изменении вязкости необходимо учитывать изменение гидравлического η_r , объемного η_o и механического η_m КПД насосов (рис. 10.2). Для этого определяется критерий Рейнольдса для чистой воды и рассматриваемой среды: $Re = \frac{\rho Q}{d_3 \mu'}$

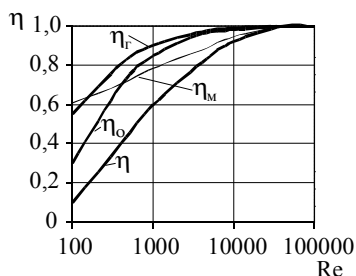


Рис. 10.2. Изменение КПД в зависимости от режима течения жидкости

$d_3 = 2\sqrt{D_2 b_2 k_{b2}}$, где $k_{b2} = 0,9 \dots 0,95$, по нему находят КПД и отношения КПД используют в формулах пересчета (38) – (41).

Пример 24. Определение характеристик вентилятора по его безразмерным характеристикам

По безразмерным характеристикам (табл. 10.2) определить характеристики вентилятора Ц2-90-4 с диаметром рабочего колеса $D_2 = 400$ мм и частотой вращения $n = 960$ об/мин (16 с^{-1}), подающего воздух.

Таблица 10.2

Безразмерные характеристики серии центробежных вентиляторов

$\bar{Q}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$\bar{p}$	0,48	0,48	0,46	0,44	0,39	0,3
η	0,5	0,68	0,77	0,83	0,84	0,74

Пересчет производим по формулам:

$$Q = \bar{Q} \frac{\pi}{4} D^2 u_2 = \bar{Q} \frac{\pi^2}{4} D^3 n = \bar{Q} \frac{\pi^2}{4} 0,4^3 \cdot 16 = 2,53 \bar{Q};$$

$$p = \bar{p} u_2^2 \rho = \bar{p} (\pi D_2 n)^2 \rho = \bar{p} (\pi \cdot 0,4 \cdot 16)^2 \cdot 1,2 = 485 \bar{p}.$$

В результате пересчета получаем характеристики, представленные в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Характеристики центробежного вентилятора Ц2-90-4

$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,13	0,25	0,38	0,51	0,63	0,76
$p, \text{Па}$	233	233	223	213	189	146
η	0,5	0,68	0,77	0,83	0,84	0,74

Пример 25. Пересчет характеристик насоса при изменении частоты вращения

Дана характеристика насоса К 170-33 при частоте вращения 1450 об/мин (табл. 10.4). Пересчитать характеристики на частоту вращения 750 об/мин.

Таблица 10.4

Характеристики насоса К 170-33 при частоте вращения 1450 об/мин

$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	40	110	140	170	190	240
$H, \text{м}$	38	37	36	33	31	23
$\eta, \%$	40	40	75	77	75	67

При пересчете используем коэффициенты:

$$- \text{ для подачи } k_Q = n_2/n_1 = 725 / 1450 = 0,5;$$

$$- \text{ для напора } k_H = (n_2/n_1)^2 = k_Q^2 = 0,25.$$

Пересчитанные характеристики приведены в табл. 10.5 и на рис. 10.3.

Таблица 10.5

**Характеристики насоса К 170-33
частоте вращения при 725 об/мин**

Q, м³/ч	20	55	70	85	95	120
H, м	9,5	9,25	9	8,25	7,75	5,25
η, %	40	40	75	77	75	67

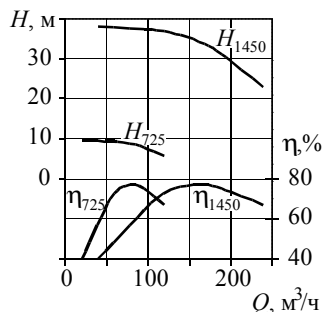


Рис. 10.3. Пересчет характеристик насоса К 170-33

Пример 26. Определение поля рабочих параметров насоса при изменении частоты вращения

Дана характеристика насоса Д 500-39 при частоте вращения 960 об/мин (табл. 10.6). Определить поле рабочих параметров насоса при частоте вращения 600 об/мин.

Таблица 10.6

Характеристики насоса К 500-39 при частоте вращения 960 об/мин

Q, м³/ч	80	240	400	500	600
H, м	35	43	42	39	35
η, %	30	67	78	81	79

При пересчете используем коэффициенты:

- для подачи $k_Q = n_2/n_1 = 600 / 960 = 0,63$;
- для напора $k_H = (n_2/n_1)^2 = k_Q^2 = 0,39$.

Пересчитанные характеристики насоса приведены в табл. 10.7 и на рис. 10.4.

Таблица 10.7

Характеристики насоса К 500-39 при частоте вращения 600 об/мин

Q, м³/ч	50	150	250	312,5	375	500
H, м	$35 \cdot 0,63 = 13,7$	17,0	16,4	15,2	13,7	9,8
η, %	$30 \cdot 0,39 = 30$	67	78	81	79	60

Максимальный КПД насоса 81%. Поле рабочих параметров ограничено значением КПД $\eta = 81 - 7 = 74\%$. Проводим на графике горизонтальную линию $\eta = 74\%$. Находим точки пересечения этой линии с графиками КПД при 960 и 600 об/мин. Определяем подачу в найденных точках, отмечаем полученные границы на напорных характеристиках. Таким образом, поле рабочих параметров насоса:

– при частоте вращения 960 об/мин: 330...650 м³/ч;

– при частоте вращения 600 об/мин: 200...410 м³/ч.

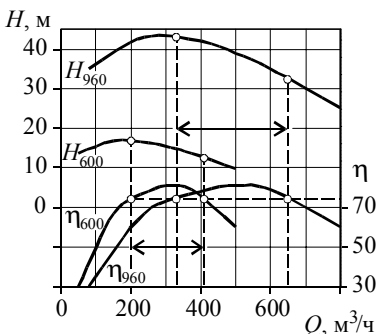


Рис. 10.4. Поле рабочих параметров при изменении частоты вращения

Пример 27. Расчет обточка рабочего колеса насоса

Насос К 45-57 (табл. 10.8) должен работать в сети, описываемой уравнением $H = 0,02Q^2$, размерность Q – м³/ч, с подачей 50 м³/ч. Определить возможную степень обточка рабочего колеса для такого режима работы.

Нанесем на график напорные характеристики сети и насоса (рис. 10.5). Для обеспечения подачи 50 м³/ч напорная характеристика насоса с обточенным колесом должна проходить через точку «1'». Для нахождения нового диаметра D_2' можно использовать несколько способов:

- 1) задавая разные диаметры D_2' , строить пересчитанные характеристики до тех пор, пока не будет найдено необходимое значение обточка;
- 2) построить линию подобия, проходящую через точку «1'», найти соответствующую точку «1» на исходной напорной характеристике и по подаче и напору в точках «1» и «1'» определить D_2' ;
- 3) задавая разные значения D_2' , осуществлять обратный пересчет характеристик из точки «1'» на значение D_2 до тех пор, пока пересчитанная точка «1» не попадет на линию исходной характеристики.

Таблица 10.8

Характеристики насоса К 45-57
($D_2 = 200$ мм)

Q, м ³ /ч	20	30	45	60	70
H, м	64	62	57	50	41
η, %	45	53	63	62	60

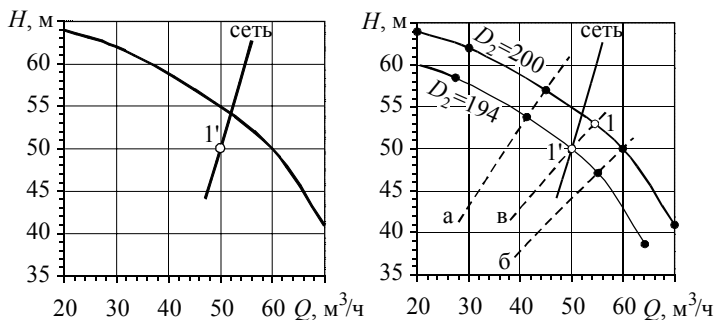


Рис. 10.5. Определение величины обточки рабочего колеса

Рассмотрим второй и третий способы.

Нахождение точки «2» по линии подобия.

Пересчитаем исходную характеристику насоса для разного диаметра D_2 .

Третья точка характеристики ($Q = 45$; $H = 57$):

– при $D_2 = 190$ получаем

$$Q = 45 \cdot (190/200)^3 = 38,6; \quad H = 57 \cdot (190/200)^2 = 51,4;$$

– при $D_2 = 180$ получаем

$$Q = 45 \cdot (180/200)^3 = 32,8; \quad H = 57 \cdot (180/200)^2 = 46,2.$$

По исходной и полученным точкам строим линию подобия «а».

Четвертая точка характеристики ($Q = 60$; $H = 50$):

– при $D_2 = 190$ получаем

$$Q = 60 \cdot (190/200)^3 = 51,9; \quad H = 50 \cdot (190/200)^2 = 45,1;$$

– при $D_2 = 180$ получаем

$$Q = 60 \cdot (180/200)^3 = 43,7; \quad H = 50 \cdot (180/200)^2 = 40,5.$$

По исходной и полученным точкам строим линию подобия «б».

Основываясь на характере линий «а» и «б», проводим через точку «1» (с характеристиками $Q' = 50$; $H' = 50$) линию подобия «в». На пересечении этой линии с исходной напорной характеристикой находим точку «2» со значениями $Q = 55$; $H = 53$.

Согласно формулам подобия, $\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^3$; $\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2$.

Отсюда по подобию подачи $D_2' = 200 \sqrt[3]{50/55} = 194,8$; по подобию напора $D_2' = 200 \sqrt{50/53} = 194,3$; средний диаметр $D_2' = 194,5$ мм.

Для проверки пересчитываем напорную характеристику на найденный диаметр (табл. 10.9) и наносим ее на график.

Таблица 10.9

Характеристики насоса К 45-57 ($D_2 = 194,5$ мм)

$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	18,4	27,6	41,4	55,2	64,4
$H, \text{м}$	60,5	58,6	53,9	47,3	38,5

Пересечение пересчитанной характеристики с линией сети дает заданный напор $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, то есть диаметр найден верно.

Определение D_2' обратным пересчетом

Имеем точку $Q' = 50$; $H' = 50$. Согласно формулам пропорциональности,

$$Q = Q' \cdot (D_2/D_2')^3; \quad H = H' \cdot (D_2/D_2')^3.$$

Задавая различные D_2' , рассчитываем Q и H и наносим точки на график (рис. 10.6) до тех пор, пока одна из них не совпадет с исходной напорной характеристикой.

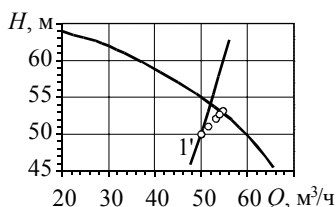


Рис. 10.6. Обратный пересчет при определении значения обточка

- а) при $D_2' = 198$: $Q = 51,5$; $H = 51,0$; г) при $D_2' = 194$: $Q = 54,8$; $H = 53,1$;
 б) при $D_2' = 196$: $Q = 53,1$; $H = 52,1$; д) при $D_2' = 195$: $Q = 53,9$; $H = 52,6$.

Как видим, последние две точки лежат по обе стороны на одинаковом расстоянии от линии напорной характеристики, таким образом, $D_2' = 194,5$ мм.

Контрольная задача 13

Характеристики центробежного насоса при частоте вращения 1450 об/мин: подача Q , л/с, напор H , м, и мощность насосной установки N , кВт, представлены в табл. 10.10. Построить характеристику КПД насосной установки. Определить напор, мощность и КПД установки при частоте вращения 16 Гц и подаче $50 \text{ м}^3/\text{ч}$. Определить поле рабочих параметров (рабочую часть) при обеих частотах вращения.

Таблица 10.10

Варианты задания

№	Характеристики						№	Характеристики					
1	Q	0,0	9,5	19,0	28,5	38,0	11	Q	0,0	13,2	26,4	39,6	52,8
	H	28,7	31,9	31,6	27,9	20,7		H	26,3	29,1	28,7	25,1	18,3
	N	3,6	9,4	11,5	14,7	24,2		N	1,5	8,1	10,5	14,0	24,3
2	Q	0,0	13,3	26,6	39,9	53,2	12	Q	0,0	14,2	28,4	42,6	56,8
	H	28,7	32,6	32,6	28,6	20,7		H	27,8	32,1	32,2	28,1	19,8
	N	2,5	10,3	13,3	17,6	29,8		N	1,6	10,3	13,6	18,3	31,0
3	Q	0,0	7,5	15,0	22,5	30,0	13	Q	0,0	14,2	28,4	42,6	56,8
	H	24,2	27,5	27,3	23,5	16,2		H	22,6	25,2	24,7	21,2	14,6
	N	2,7	6,3	7,6	9,4	14,3		N	3,8	10,1	12,3	15,5	23,9
4	Q	0,0	12,3	24,6	36,9	49,2	14	Q	0,0	12,2	24,4	36,6	48,8
	H	22,9	26	25,7	22	14,9		H	27,1	30,4	30,2	26,4	19,1
	N	3,4	9,7	11,9	15,0	23,1		N	3,3	9,3	11,5	14,8	24,1
5	Q	0,0	13,0	26,0	39,0	52,0	15	Q	0,0	10,8	21,6	32,4	43,2
	H	26	28,7	28,3	24,7	18		H	24,7	30	30,4	26	16,7
	N	1,4	7,3	9,4	12,6	21,8		N	2,2	7,7	9,9	12,7	19,1
6	Q	0,0	5,8	11,6	17,4	23,2	16	Q	0,0	13,3	26,6	39,9	53,2
	H	27	30,3	30,1	26,3	19		H	26	28,7	28,3	24,7	18
	N	2,4	5,4	6,4	8,0	12,6		N	3,1	9,6	11,9	15,4	25,5
7	Q	0,0	5,6	11,2	16,8	22,4	17	Q	0,0	10,8	21,6	32,4	43,2
	H	29,9	32	31,4	28	21,9		H	23,8	28,6	28,9	24,6	15,8
	N	2,9	6,2	7,4	9,3	15,4		N	3,3	8,7	10,9	13,6	19,8
8	Q	0,0	5,9	11,8	17,7	23,6	18	Q	0,0	8,8	17,6	26,4	35,2
	H	29,4	34	34,2	30	21,4		H	23,3	28,3	28,6	24,3	15,3
	N	3,5	7,2	8,6	10,6	16,2		N	0,0	14,1	28,2	42,3	56,4
9	Q	0,0	7,5	15,0	22,5	30,0	19	Q	0,0	5,2	10,4	15,6	20,8
	H	28,3	33,8	34,3	29,8	20,3		H	25,5	28,6	28,3	24,6	17,5
	N	3,6	8,6	10,6	13,3	20,2		N	1,7	4,4	5,4	6,8	10,9
10	Q	0,0	11,8	23,6	35,4	47,2	20	Q	0,0	10,8	21,6	32,4	43,2
	H	20,4	24,2	24,1	20,2	12,4		H	28,6	31,8	31,5	27,8	20,6
	N	2,6	7,2	8,9	11,0	15,5		N	2,8	9,3	11,7	15,4	26,1

Окончание табл. 10.10

№	Характеристики						№	Характеристики					
21	Q	0,0	14,1	28,2	42,3	56,4	26	Q	0,0	13,8	27,6	41,4	55,2
	H	29,8	33,7	33,7	29,7	21,8		H	25	30	30,3	26	17
	N	1,9	9,4	12,3	16,5	28,7		N	1	7,6	10,2	13,7	21,7
22	Q	0,0	9,9	19,8	29,7	39,6	27	Q	0,0	7,3	14,6	21,9	29,2
	H	20,2	23	22,6	19	12,2		H	29,7	35,6	36,2	31,6	21,7
	N	3,1	7,1	8,5	10,3	14,7		N	3,8	8	9,6	11,9	17,8
23	Q	0,0	6,2	12,4	18,6	24,8	28	Q	0,0	11,4	22,8	34,2	45,6
	H	25,3	29,2	29,2	25,2	17,3		H	23,1	25,2	24,6	21,2	15,1
	N	1,9	5,2	6,4	8,1	12,6		N	3,3	8,8	10,6	13,4	21,3
24	Q	0,0	5,4	10,8	16,2	21,6	29	Q	0,0	11,2	22,4	33,6	44,8
	H	25,1	30,2	30,6	26,2	17,1		H	29,1	32,8	32,7	28,8	21,1
	N	3,1	6,2	7,4	8,9	12,6		N	1,5	7,8	10,2	13,7	23,8
25	Q	0,0	14,7	29,4	44,1	58,8	30	Q	0,0	11,2	22,4	33,6	44,8
	H	23,3	28,3	28,6	24,3	15,3		H	24,8	27,2	26,7	23,2	16,8
	Q	0,0	14,1	28,2	42,3	56,4		N	3	8,1	9,9	12,6	20,4

Контрольная задача 14

Характеристики центробежного насоса при частоте вращения $n = 1450$ об/мин следующие:

Подача, м ³ /ч	0	10	20	30	40	50
Напор, м	38	40,2	39,9	37,1	31,7	23,8
КПД, %	—	50	80	90	80	50

Насос поднимает воду на $h_{\text{под}}$ м, и подает ее из резервуара с атмосферным давлением в установку с избыточным давлением p , кгс/см², при этом подача Q , л/с (табл. 10.11). Определить подачу (в л/с) и мощность насоса при снижении частоты вращения до n' , об/мин.

Таблица 10.11

Варианты задания

№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'	№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'	№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'
1	4,8	0,29	11,0	960	4	6,6	0,14	8,2	960	7	1,8	0,18	5,4	730
2	6,6	0,30	9,3	960	5	5,7	0,26	10,8	960	8	2,1	0,11	6,2	960
3	7,7	0,26	7,9	960	6	3,3	0,18	11,4	960	9	3,0	0,14	8,5	585

Окончание табл. 10.11

№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'	№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'	№	$h_{\text{под}}$	p	Q	n'
10	6,0	0,23	6,9	960	17	3,5	0,19	5,8	730	24	3,5	0,13	7,8	730
11	4,6	0,15	6,6	730	18	5,6	0,26	8,5	960	25	5,0	0,15	11,9	730
12	3,9	0,17	11,5	730	19	3,1	0,17	9,1	585	26	7,6	0,26	6,6	960
13	4,4	0,28	11,8	730	20	5,5	0,16	9,0	960	27	6,3	0,29	11,8	730
14	3,4	0,18	9,1	585	21	4,9	0,18	8,9	730	28	4,4	0,14	8,6	730
15	4,5	0,16	12,0	585	22	4,1	0,21	8,6	730	29	5,4	0,21	5,1	960
16	3,1	0,23	9,1	585	23	3,3	0,14	9,5	730	30	4,3	0,23	10,3	960

Контрольная задача 15

Установка состоит из двух одинаковых параллельных центробежных насосов. Характеристики одного насоса при частоте n , об/мин:

Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$	10	20	30	40
Напор, м	25,3	24,0	20,3	14,0
КПД, %	55	80	75	40

В сети, поднимающей воду на высоту $h_{\text{под}}$, м, из одной открытой емкости в другую, при частоте вращения обоих насосов n установка обеспечивает подачу Q , $\text{м}^3/\text{ч}$ (табл. 10.12). Определить:

- мощность и КПД установки;
- подачу, мощность и КПД установки при увеличении частоты вращения обоих насосов до n' , об/мин.

Таблица 10.12

Варианты задания

№	$h_{\text{под}}$	Q	n	n'	№	$h_{\text{под}}$	Q	n	n'	№	$h_{\text{под}}$	Q	n	n'
1	10,1	49	490	585	11	14,2	36	590	740	21	12,3	40	730	960
2	11,0	49	490	730	12	10,3	36	590	980	22	12,1	44	730	1450
3	10,0	23	585	730	13	13,1	39	740	980	23	14,1	44	960	1450
4	14,4	40	585	960	14	13,2	44	740	1470	24	14,7	47	1450	2900
5	14,8	21	730	960	15	10,3	42	980	1470	25	12,7	58	490	590
6	10,6	58	730	1450	16	10,3	22	1470	2950	26	12,5	49	490	740
7	14,8	40	960	1450	17	13,0	62	490	585	27	11,0	51	590	740
8	10,4	38	1450	2900	18	12,9	39	490	730	28	12,6	38	590	980
9	12,3	59	490	590	19	12,6	31	585	730	29	13,0	46	740	980
10	14,8	25	490	740	20	14,4	31	585	960	30	12,0	45	740	1470

11. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Способы регулирования

Способы регулирования динамических нагнетателей представлены на рис. 11.1.

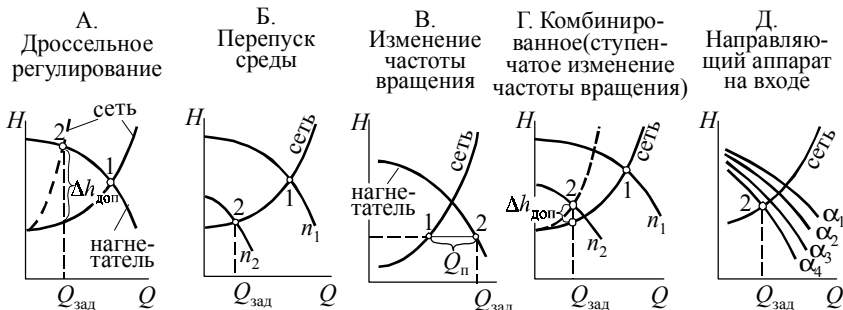


Рис. 11.1. Регулирование динамических нагнетателей:

1 – рабочая точка без регулирования; 2 – режим работы нагнетателя при регулировании; $\Delta h_{\text{доп}}$ – дополнительное сопротивление; n_1, n_2 – частота вращения; $\alpha_1 \dots \alpha_4$ – угол наклона лопаток направляющего аппарата

Рассмотрим особенности этих способов.

А. Дросселирование (ввод в сеть дополнительного сопротивления – вентиля, задвижки и т.д.). Применяется только для центробежных нагнетателей, для осевых способ неэкономичен. Рабочая точка лежит на напорной характеристике нагнетателя (рис. 11.1а, точка 2). Для определения характеристик нагнетателя в этой точке нет необходимости в расчете коэффициента дополнительного сопротивления и построении нового уравнения сети. При дросселировании режим работы нагнетателя смещается в сторону меньших подач, что может привести к входу в зону автоколебаний (помпажа).

Б. Перепуск среды (возврат части среды из нагнетательной линии во всасывающую). Напор нагнетателя определяется сопротивлением сети при заданной подаче. Величина перепуска равняется разности подач нагнетателя и сети при этом напоре. При перепуске рабочая точка смещается в сторону большей подачи, и автоколебания (помпаж) не возникают.

В. Плавное изменение частоты вращения. Рабочая точка лежит на характеристике сети (рис. 11.1в, точка 2); для определения характеристик нагнетателя необходимо найти новую частоту вращения, при которой напорная характеристика нагнетателя пройдет через эту точку. При

расчете мощности необходимо использовать пересчитанную характеристику КПД нагнетателя и учитывать снижение КПД двигателя из-за изменения частоты вращения или КПД передачи-вариатора.

Г. Комбинированное регулирование (ступенчатое регулирование до подачи, больше заданной, и дальнейшее уменьшение подачи дросселированием). При расчете необходимо найти минимально возможную частоту вращения, при которой подача нагнетателя в сети будет больше заданной, затем снизить подачу до требуемой дросселированием.

Д. Использование направляющего аппарата на входе в нагнетатель (специального устройства, закручивающего поток перед рабочим колесом, что изменяет режим работы нагнетателя и его напорную характеристику). Расчет осуществляется по характеристикам нагнетателя, приводимым для разного угла наклона лопаток.

Пример 28. Регулирование дросселированием и перепуском среды

Насос (табл. 11.1) работает в сети, описываемой уравнением $H = 23 + 0,0002Q^2$, размерность $Q - \text{м}^3/\text{ч}$. Сравнить затраты электроэнергии при подаче 50, 100, 150 $\text{м}^3/\text{ч}$ с регулированием дросселированием и перепуском.

Таблица 11.1

Характеристики насосной установки ($n = 960 \text{ мин}^{-1}$)

Q, м³/ч	40	110	170	190	240
H, м	38	37	33	31	23
η, %	40	70	77	75	67

Рассмотрим регулирование до подачи 150 $\text{м}^3/\text{ч}$. При такой подаче сопротивление сети 23,5 м (рис. 11.2, точка «1а»). При дроссельном регулировании насос будет работать с заданной подачей и с напором 34,4 м (точка «1в»). КПД насоса при подаче 150 $\text{м}^3/\text{ч}$ будет 44%. Таким образом, мощность

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 34,4 \cdot (150/3600)}{0,44} = 20\,300 \text{ Вт} = 20,3 \text{ кВт}.$$

При перепуске напор насоса будет равен сопротивлению сети. При таком напоре подача насоса будет 212 $\text{м}^3/\text{ч}$. По подаче определяем КПД 71,5%. Таким образом мощность

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 23,5 \cdot (212/3600)}{0,71,5} = 26\,200 \text{ Вт} = 26,2 \text{ кВт}.$$

Аналогично рассчитываем регулирование при подачах 100 и 50 м³/ч (табл. 11.2). Сравнивая затраты, видим, что в данном случае дросселирование по затратам электроэнергии выгоднее.

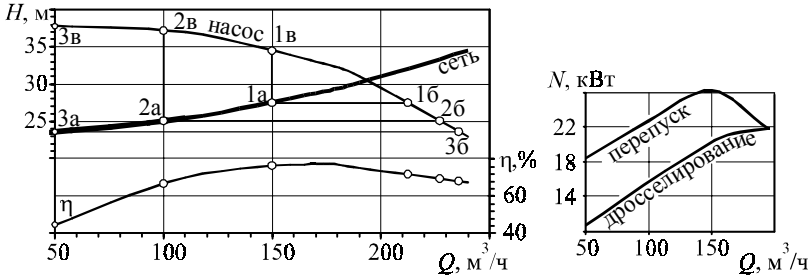


Рис. 11.2. Регулирование насоса перепуском и дросселированием

Таблица 11.2

Расчет регулирования дросселированием и перепуском

№	Режим сети			Режим работы нагнетателя									
				при дросселировании					при перепуске				
	точка	Q	H	точка	Q	H	η	N	точка	Q	H	η	N
1	1а	50	23,5	1в	50	34,4	44	10,7	1б	212	23,5	71,5	19,0
2	1б	100	25	2в	100	37,2	66,5	15,2	2б	227	25	69	22,4
3	1в	150	27,5	3в	150	37,8	76	20,3	3б	236	27,5	67,5	26,2

Пример 29. Регулирование изменением частоты вращения

Насос соединен с электроприводом ременным вариатором. Характеристики установки представлены в табл. 11.3. Насос работает в сети, описываемой уравнением $H = 20 + (Q/100)^2$, размерность Q , м³/ч. Определить частоту вращения для снижения подачи до 200 м³/ч и потребляемую при этом мощность.

При плавном регулировании частоты вращения режим работы нагнетателя определяется сопротивлением сети при заданной подаче. Поэтому насос будет работать с подачей

Таблица 11.3

Характеристики насосной установки
(n = 960 мин⁻¹)

Q, м ³ /ч	80	240	400	500	600
H, м	42	43	42	39	35
η, %	30	67	79	76	61

$Q = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 24 \text{ м}$ (рассчитанным по уравнению сети). Для расчета мощности необходимо определить КПД, для чего требуется найти новую частоту вращения. Это можно сделать тремя способами:

- пересчетом характеристики при разных частотах вращения;
- определением на напорной характеристике точки, подобной заданной, по линии подобия;
- определением на напорной характеристике точки, подобной заданной, обратным пересчетом.

Рассмотрим все три способа.

1. *Пересчет характеристики.* Пересчитываем характеристику на частоты вращения 900, 800, 700 мин^{-1} (табл. 11.4), наносим характеристики на график (рис. 11.3) и определяем подачу при каждой частоте вращения. Построив по найденным значениям зависимость (рис. 11.4), определяем, что подаче 200 $\text{м}^3/\text{ч}$ соответствует частота вращения 720 мин^{-1} . Для проверки расчета пересчитываем характеристики на эту частоту (табл. 11.5) и наносим характеристику на график (рис. 11.3). Пересечение напорных характеристик насоса и сети дают требуемую подачу.

Таблица 11.4

Пересчет характеристик насоса

	900 мин^{-1}					800 мин^{-1}					700 мин^{-1}				
Q	75	225	375	469	563	67	200	333	417	500	58	175	292	365	438
H	37	38	37	34	31	29	30	29	27	24	22	23	22	21	19

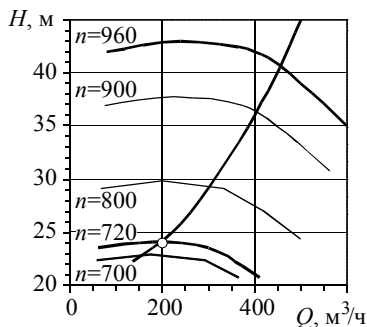


Рис. 11.3. Пересчет характеристик насоса

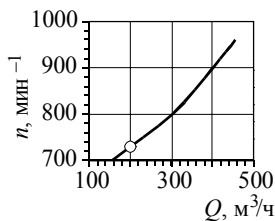


Рис. 11.4. Зависимость между частотой вращения и подачей

Таблица 11.5

Характеристики насоса (720 мин^{-1})

Q	59,8	179,5	299	374	449
H	23,5	24,1	23,5	21,8	19,6

2. *Определение подобной точки.* Пересчитываем характеристики на различные частоты вращения (табл. 11.4). По пересчитанным точкам строим линии подобия (рис. 11.5), соединив точки полученных характеристик с одинаковым КПД. По полученным линиям подобия наносим новую линию, проходящую через заданную точку ($Q_2 = 200$, $H_2 = 24$). На пересечении линии подобия с исходной напорной характеристикой насоса получаем точку «1», подобную заданной ($Q_1 = 267$, $H_1 = 42,8$). Согласно уравнениям пропорциональности, по двум точкам и известной частоте вращения n_1 определяем вторую частоту вращения:

$$n_2 = n_1(Q_2/Q_1) = 960(200/267) = 719; \quad n_2 = n_1\sqrt{H_2/H_1} = 960\sqrt{200/428} = 719.$$

Округляя, принимаем частоту вращения 720 мин^{-1} .

3. *Обратный пересчет.* Согласно формулам пропорциональности, для двух точек «1» и «2», лежащих на напорных характеристиках насоса, полученных при частотах вращения n_1 и n_2 , должны выполняться условия: $Q_1/Q_2 = n_1/n_2$; $H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2$. Зная характеристики в точке «2» ($Q_2 = 200$ и $H_2 = 24$) и частоту $n_1 = 960$, можно, задавая различные значения n_2 , рассчитывать положение точки «1». Искомой частоте n_2 будет соответствовать точка, лежащая на напорной характеристике с частотой вращения n_1 . Произведем такой расчет, нанося точки на рис. 11.6:

а) $n_2 = 900$;

$$Q_1 = Q_2(n_1/n_2) = 200(960/900) = 213; H_1 = H_2(n_1/n_2)^2 = 24(960/900)^2 = 27;$$

б) $n_2 = 800$; $Q_1 = 240$; $H_1 = 35$;

г) $n_2 = 710$; $Q_1 = 270$; $H_1 = 44$;

в) $n_2 = 700$; $Q_1 = 274$; $H_1 = 45$;

д) $n_2 = 720$; $Q_1 = 267$; $H_1 = 43$.

Последняя точка точно попала на исходную напорную характеристику. Таким образом, $n_2 = 720 \text{ мин}^{-1}$ – искомая частота.

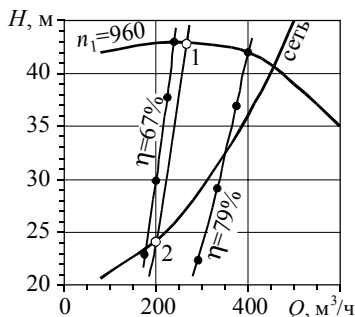


Рис. 11.5. Построение линий подобия

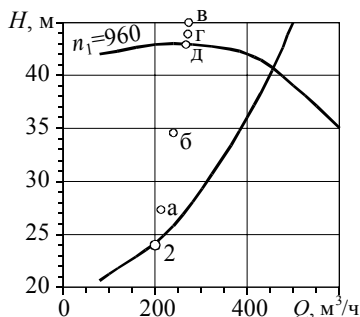


Рис. 11.6. Обратный пересчет характеристики

После определения частоты вращения производим пересчет характеристики на это значение (табл. 11.6), строим напорную характеристику и характеристику КПД (рис. 11.7) и определяем КПД при частоте 720 мин⁻¹ и подаче 200 м³/ч: $\eta_2 = 70\%$.

Потребляемая насосом мощность

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 24 \cdot \frac{200}{3600}}{0,7} = 18700 \text{ Вт} = 18,7 \text{ кВт}.$$

Таблица 11.6

Характеристики насоса
(720 мин⁻¹)

Q	59,8	179,5	299	374	449
H	23,5	24,1	23,5	21,8	19,6
η	30	67	79	76	61

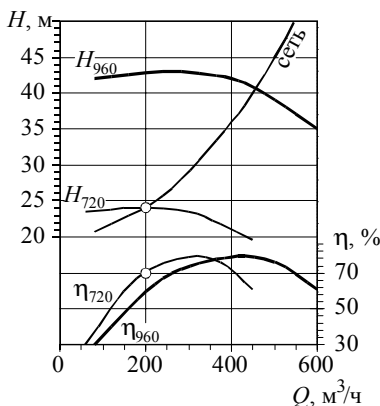


Рис. 11.7. Характеристики насоса при частоте вращения 720 мин⁻¹

Пример 30. Комбинированное регулирование (ступенчатое изменение частоты вращения)

Насосная установка (табл. 11.7) оснащена электродвигателем со ступенчатым изменением частоты вращения (960, 720, 585, 485 мин⁻¹). Необходимо определить частоту и мощность при подаче 400 м³/ч.

Рассчитываем (табл. 11.8 и 11.9) и строим (рис. 11.8) характеристики при снижении частоты вращения. Из рис. 11.8 видим, что при частоте вращения 585 мин⁻¹ насос не обеспечивает требуемую подачу. Поэтому выбираем работу насоса с частотой 720 мин⁻¹ и снижаем подачу до требуемой дросселированием. При подаче 400 м³/ч насос работает с напором 17 м (точка «а»), а сеть имеет сопротивление 13,5 м (точка «б»). Поэтому в сеть необходимо дополнительно ввести сопротивление 17 – 13,5 = 3,5 м. При подаче 400 м³/ч и частоте 720 мин⁻¹ определяем КПД, который равен 80%. Мощность установки

Таблица 11.7

Характеристики насосной
установки ($n = 960$ мин⁻¹)

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	80	240	400	500	600
$H, \text{ м}$	42	43	42	39	35
$\eta, \%$	30	67	79	76	61

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 17 \cdot (400/3600)}{0,8} = 23\,200 \text{ Вт} = 23,2 \text{ кВт}.$$

Необходимо отметить, что при плавном снижении потребляемая мощность без учета снижения КПД от работы гидромукфты равнялась бы 18,4 кВт, с учетом гидромукфты – 27 кВт, а при дросселировании без снижения частоты вращения мощность составляла бы 49,8 кВт.

Таблица 11.8

Характеристики насосной установки ($n = 720 \text{ мин}^{-1}$)

Q	120	360	488	600	750
H	18,6	17,4	16,4	15,8	13,5
η	30	67	79	76	61

Таблица 11.9

Характеристики насосной установки ($n = 585 \text{ мин}^{-1}$)

Q	98	293	396	488	609
H	12,3	11,5	11,1	10,4	8,9
η	30	67	79	76	61

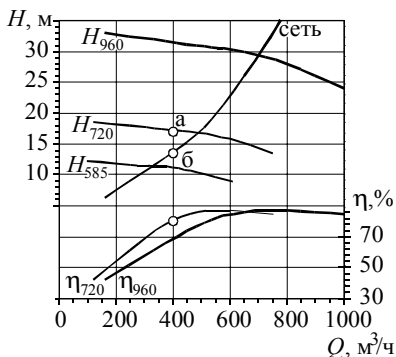


Рис. 11.8. Комбинированное регулирование

Пример 31. Регулирование установки из последовательных нагнетателей

Насосная установка, включающая три установленных параллельно насоса (табл. 11.10), работает в сети, описываемой уравнением $Q = 20 + 0,00004Q^2$, размерность Q , м³/ч. Насосы соединены с электродвигателями муфтами. Рассчитать наиболее экономичный режим регулирования установки до подачи в сети $Q_c = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$, если в таком режиме установка будет работать 100 дней (2400 ч) в год.

Таблица 11.10

Характеристики насоса при частоте вращения 1450 мин^{-1}

Q, м³/ч	40	110	140	170	190	240
H, м	38	37	36	33	31	23
η_{вср}, %	40	70	76	77	75	67

Рассмотрим четыре способа регулирования: 1) дроссельное, вентилем в сети; 2) дроссельное, по последовательной схеме; 3) плавное изменение частоты вращения по параллельной схеме; 4) плавное изменение частоты вращения по последовательной схеме.

Первоначально определим суммарную мощность установки во всех четырех случаях.

1. *Дроссельное регулирование вентилем в сети* (рис. 11.9, а).

Построим характеристику сети и суммарную характеристику установки (рис. 11.10). При подаче $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ сеть работает с сопротивлением $26,5 \text{ м}$ (точка «а»), а установка из трех насосов с напором $36,2 \text{ м}$ (точка «б»). Каждый насос при этом будет работать с подачей, вдвое меньше суммарной, то есть $Q_1 = 167 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка «в»). По подаче насоса $167 \text{ м}^3/\text{ч}$ и зависимости КПД от напора (рис. 11.11, частота вращения 1450 мин^{-1}) определяем КПД – $0,75$, что соответствует полю рабочих параметров насоса. Мощность установки

$$N = 3 \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{уст}}} = 3 \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 36,2 \cdot (167/3600)}{0,75} = 52\,600 \text{ Вт} = 52,6 \text{ кВт}.$$

Из рис. 11.10 видно, что требуемую подачу могут обеспечить два насоса (при отключенном третьем – рис. 11.9, б). В этом случае насосная установка будет работать с напором $29,5 \text{ м}$ (точка «б')), подача через каждый насос равна $Q_1 = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка «в')). КПД при такой подаче $0,73$. Мощность установки

$$N = 2 \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{уст}}} = 2 \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 29,5 \cdot (200/3600)}{0,73} = 44\,050 \text{ Вт} = 44,05 \text{ кВт}.$$

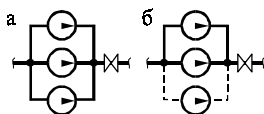


Рис. 11.9. Схема дроссельного регулирования установки вентилем в сети

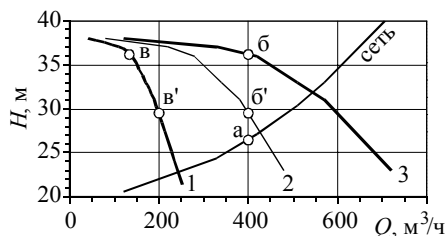


Рис. 11.10. Дроссельное регулирование установки по параллельной схеме:
1 – напорная характеристика насоса; 2 – то же двух параллельных насосов; 3 – то же трех параллельных насосов

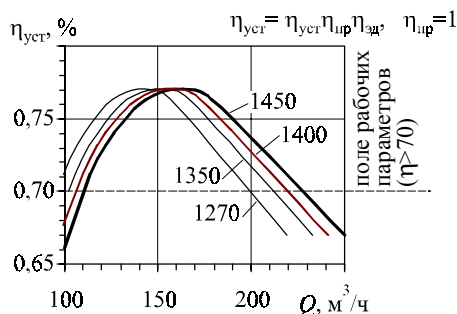


Рис. 11.11. КПД насосной установки при разных частотах вращения при соединении насоса и электродвигателя муфтой

2. Дроссельное регулирование по последовательной схеме.

Один насос полностью отключается, подача регулируется вентилем, установленным после второго насоса (рис. 11.12). Напор установки при последовательном регулировании равен сопротивлению сети (26,5 м), и суммарная характеристика установки (линия «1 + 2'») рис. 11.13 должна проходить через точку «а». Напор в точке подсоединения нагнетателей к сети также равен 26,5 м. Так как в линии присоединения первого насоса дополнительного сопротивления нет, то напор, развиваемый этим насосом, также равен 26,5 м (точка «г»). По напору определяем подачу $Q_1 = 220 \text{ м}^3/\text{ч}$, КПД при этой подаче 0,71.

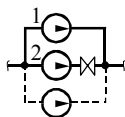


Рис. 11.12. Схема дроссельного регулирования по последовательной схеме

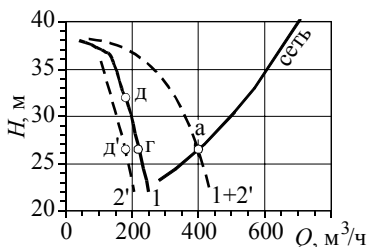


Рис. 11.13. Дроссельное регулирование по последовательной схеме:

1 – характеристика насоса; 2' – характеристика второго насоса с учетом дополнительного сопротивления

Подача второго насоса $Q_2 = Q_c - Q_1 = 400 - 220 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка «д')). При такой подаче напор насоса 32 м (точка «д»), КПД – 0,755 %. Мощность насосов и установки:

$$N_1 = \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{устр1}}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 26,5 \cdot (220/3600)}{0,71} = 22\,400 \text{ Вт} = 22,4 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{\rho g H Q_2}{\eta_{\text{устр2}}} = 2 \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot (180/3600)}{0,755} = 20\,800 \text{ Вт} = 20,8 \text{ кВт};$$

$$N = N_1 + N_2 = 43,2 \text{ кВт}.$$

3. Регулирование изменением частоты вращения по параллельной схеме (рис. 11.14).

Частота всех насосов одновременно одинаково снижается до достижения требуемой подачи. Напор установки при этом будет равен сопротивлению сети (рис. 11.15, точка «а»). Подача через каждый насос $Q_1 = 400/3 = 167 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор насосов $H_1 = 26,5 \text{ м}$. Таким образом, характеристика насоса при пониженной частоте вращения должна проходить через точку «е».

Для определения требуемой частоты вращения n_1 используем обратный пересчет. Так как связь между характеристиками насоса Q и H при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ и Q_1 и H_1 при частоте n_1 имеет вид $Q/Q_1 = n/n_1$ и $H/H_1 = (n/n_1)^2$, то можно записать: $Q = Q_1(n/n_1)$ и $H = H_1(n/n_1)^2$.

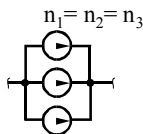


Рис. 11.14. Схема регулирования изменением частоты вращения (по параллельной схеме)

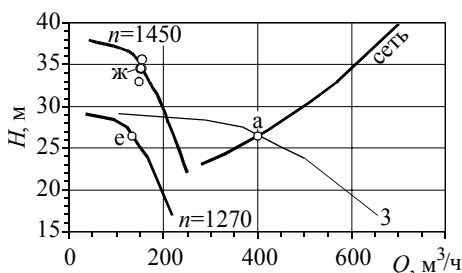


Рис. 11.15. Регулирование изменением частоты вращения по параллельной схеме:
3 – суммарная характеристика трех параллельных насосов

Задавая различные частоты n_1 , будем рассчитывать Q и H до тех пор, пока точка не попадет на напорную характеристику насоса, построенную для 1450 мин^{-1} :

- 1) $n_1 = 1300$;
 $Q = Q_1(n/n_1) = 167(1450/1300) = 149$;
 $H = H_1(n/n_1)^2 = 26,5(1450/1300)^2 = 33$;
- 2) $n_1 = 1250$; $Q = 155$; $H = 35,7$;
- 3) $n_1 = 1270$; $Q = 52$; $H = 34,5$.

Последняя точка попала на напорную характеристику насоса (рис. 11.15, точка «ж»). Таким образом, требуемое снижение подачи обеспечит частота вращения насосов 1270 мин^{-1} .

Для проверки пересчитываем характеристику насоса на частоту 1270 мин^{-1} (табл. 11.11), строим суммарную характеристику установки из трех насосов (табл. 11.12) и наносим ее на график (рис. 11.15). Точка пересечения суммарной характеристики и сети находится на линии требуемой подачи.

Таблица 11.11

**Характеристика насоса
($n = 1270 \text{ мин}^{-1}$)**

Q	35	96	123	149	166	219
H	29	28,4	27,6	25,3	23,8	16,9
η	40	70	76	77	75	67

Таблица 11.12

**Характеристика установки
из трех параллельных насосов
($n = 1270 \text{ мин}^{-1}$)**

Q	105	289	368	447	499	657
H	29	28,4	27,6	25,3	23,8	16,9

Для определения КПД строим зависимость КПД от подачи при 1270 мин^{-1} (см. рис. 11.11). По ней определяем, что КПД при подаче $167 \text{ м}^3/\text{ч}$ и соединении насоса с электродвигателем муфтой равен $0,77$.

Эффективность работы насоса будет снижаться из-за применения в качестве передачи гидромукты, КПД которой $\eta_{\text{пер}} = 0,98(n_1/n) = 0,98 \cdot (1270/1450) = 0,86$.

$$N = 3 \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{уст}} \eta_{\text{пер}}} = 3 \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 26,5 \cdot (167/3600)}{0,77 \cdot 0,86} = 43 \, 620 \, \text{Вт} = 43,6 \, \text{кВт}.$$

Из суммарной характеристики двух насосов (рис. 11.10) видим, что один из насосов можно отключить, а регулирование производить оставшимися двумя, одновременно изменяя у них частоту вращения (рис. 11.16). Подача одного насоса $Q_1 = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор – $H_1 = 26,5 \text{ м}$ (рис. 11.17, точка «и»). Частоту определяем обратным пересчетом:

- 1) $n_1 = 1300$;
 $Q = Q_1(n/n_1) = 200(1450/1300) = 223$;
 $H = H_1(n/n_1)^2 = 26,5(1450/1300)^2 = 33$;
- 2) $n_1 = 1350$; $Q = 214$; $H = 30,6$;
- 3) $n_1 = 1400$; $Q = 207$; $H = 28,4$.

Последняя точка попала на исходную напорную характеристику (точка «к»), таким образом необходимая частота вращения насосов 1400 мин^{-1} .

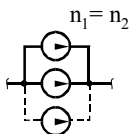


Рис. 11.16. Схема регулирования изменением частоты вращения по параллельной схеме (работают два насоса)

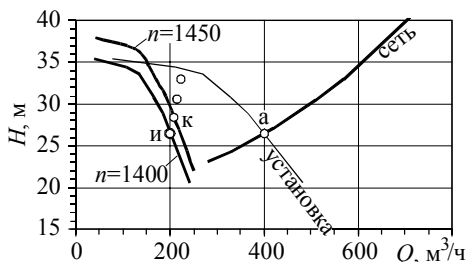


Рис. 11.17. Регулирование изменением частоты вращения по параллельной схеме (работают два насоса)

Для проверки пересчитываем характеристику насоса на частоту 1400 мин^{-1} (табл. 11.13), строим суммарную характеристику установки из двух насосов (табл. 11.14) и наносим ее на график (рис. 11.17).

Таблица 11.13

Характеристика насоса
($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$)

Q	39	106	135	164	183	241
H	35	34,5	33,6	30,8	29,9	20,5
η	40	70	76	77	75	67

Таблица 11.14

Характеристика установки
из двух параллельных насосов
($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$)

Q	77	212	270	328	367	483
H	35	34,5	33,6	30,8	29,9	20,5

Строим график КПД при частоте 1400 мин^{-1} (см. рис. 11.11), определяем КПД при $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $0,725$. КПД гидромолты $\eta_{\text{пер}} = 0,98(n_1/n) = 0,98 \cdot (1400/1450) = 0,95$.

$$N = 2 \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{уст}} \eta_{\text{пер}}} = 2 \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 26,5 \cdot (200/3600)}{0,725 \cdot 0,95} = 41\,900 \text{ Вт} = 41,9 \text{ кВт}.$$

4. Регулирование изменением частоты вращения по последовательной схеме (рис. 11.18).

Третий насос полностью отключается, частота вращения первого не изменяется, частота вращения второго n_2 снижается до достижения требуемой подачи. Напор обоих работающих насосов равен сопротивлению сети: $H_1 = H_2 = 26,5$ м (рис. 11.19, точка «а»). Режим работы первого насоса находим по напору и характеристике при частоте вращения 1450 мин^{-1} (точка «л»). Его подача $Q_1 = 220 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подача второго насоса $Q_2 = Q - Q_1 = 400 - 220 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка «м»). Частоту вращения второго насоса n_2 находим обратным пересчетом:

- 1) $n_2 = 1400$;
 $Q = Q_2(n/n_2) = 180(1450/1400) = 186$;
 $H = H_2(n/n_2)^2 = 26,5(1450/1400)^2 = 28,4$;
- 2) $n_2 = 1300$; $Q = 214$; $H = 33,0$;
- 3) $n_2 = 1350$; $Q = 193$; $H = 30,6$.

Последняя точка, обозначенная как «н», попала на исходную характеристику насоса. Частота вращения второго насоса – 1350 мин^{-1} .

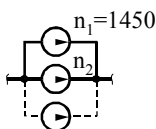


Рис. 11.18. Схема регулирования изменением частоты вращения по последовательной схеме

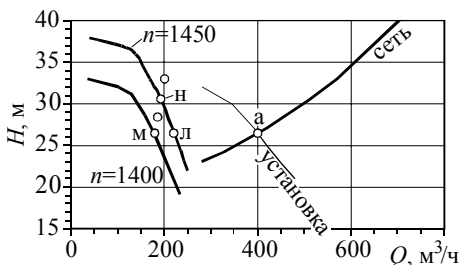


Рис. 11.19. Регулирование изменением частоты вращения по последовательной схеме

Для проверки расчета пересчитываем характеристику на частоту вращения 1350 мин^{-1} (табл. 11.15), наносим ее на график (рис. 11.19) и строим суммарную характеристику установки.

Таблица 11.15

Характеристики насоса при частоте вращения 1350 мин^{-1}

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	37	102	130	158	177	233
$H, \text{ м}$	32,9	32,1	31,2	28,6	26,9	19,1
$\eta_{\text{уст}}, \%$	40	70	76	77	75	67

По графику КПД при частоте вращения 1350 мин^{-1} (см. рис. 11.11) и подаче $180 \text{ м}^3/\text{ч}$, определяем, что $\eta_{\text{уст}2} = 0,745$. КПД гидромукты $\eta_{\text{пер}} = 0,98(n_2/n) = 0,98 \cdot (1350/1450) = 0,91$.

Мощность насосов и установки:

$$N_1 = \frac{\rho g H Q_1}{\eta_{\text{уст}1}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 26,5 \cdot (220/3600)}{0,71} = 22\,400 \text{ Вт} = 22,4 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{\rho g H Q_2}{\eta_{\text{уст}1} \eta_{\text{пер}}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 26,5 \cdot (180/3600)}{0,745 \cdot 0,91} = 19\,200 \text{ Вт} = 19,2 \text{ кВт};$$

$$N = N_1 + N_2 = 41,6 \text{ кВт}.$$

После определения мощности при всех способах регулирования рассчитаем приведенные затраты E для каждого способа. Включим в них следующие статьи:

– капитальные затраты (КЗ), куда входят стоимость дополнительного оборудования C_d , необходимого для регулирования, а также 50% от C_d для учета монтажа оборудования и необходимой сопутствующей арматуры и аппаратуры:

$$KЗ = 1,5 C_d;$$

– текущие затраты (ТЗ), в том числе:

а) стоимость электроэнергии:

$$C_3 = U_3 \tau_{\text{год}} N,$$

где U_3 – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб.; $\tau_{\text{год}}$ – количество часов работы в году установки в рассчитываемом режиме; N – мощность, потребляемая установкой;

б) затраты на ремонт дополнительного оборудования, которые в связи со сложностью обслуживания гидромукты принимаются в размере 50% от амортизационных отчислений, то есть 8% от КЗ:

$$C_p = 0,08 KЗ.$$

Таким образом,

$$E = C_3 + C_p + 0,15 \cdot KЗ = U_3 \tau_{\text{год}} N + 1,62 \cdot C_d.$$

При расчете примем стоимость одной гидромукты в сумме 15 тыс. руб., стоимость электроэнергии $U_3 = 0,6 \text{ руб./кВт·ч}$; количество часов работы установки в рассматриваемом режиме регулирования, согласно заданию, $\tau_{\text{год}} = 2400 \text{ ч/год}$. Стоимость вентиля не учитываем, так как они входят в арматуру насосной станции.

Расчеты приведенных затрат представлены в табл. 11.16.

Как видим, наиболее выгодный вариант – дросселирование по последовательной схеме. Сопоставимые приведенные затраты получены также для второго варианта (дросселирование вентилем в сети при двух работающих насосах) и последнего варианта (изменение частоты вращения по параллельной схеме). Но большим недостатком изменения частоты вращения является сложность в обслуживании и ремонте гидромуфт.

Таблица 11.16

Экономический расчет регулирования

Вариант регулирования	Мощность установки N , кВт	Количество гидромуфт	Стоимость дополнительного оборудования C_d , руб.	Капитальные затраты $KЗ$, руб.	Стоимость, руб/год		Приведенные затраты E , руб/год
					электроэнергии $C_э$	ремонта C_p	
Дросселирование вентилем в сети (работают три насоса)	52,6	–	–	–	75 744	–	75 744
Дросселирование вентилем в сети (работают два насоса)	44,05	–	–	–	63 432	–	63 432
Дросселирование по последовательной схеме	43,2	–	–	–	62 208	–	62 208
Изменение частоты вращения по параллельной схеме (работают три насоса)	43,6	3	45 000	67 500	62 784	5 400	78 309
Изменение частоты вращения по параллельной схеме (работают три насоса)	41,9	2	30 000	45 000	60 336	3 600	70 686
Изменение частоты вращения по последовательной схеме	41,6	1	15 000	22 500	59 904	1 800	65 079

Контрольная задача 16

Сеть описывается уравнением $H = 1,2 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$, где Q , м³/ч, H , м. В этой сети необходимо обеспечить подачу Q , м³/ч (табл. 11.17). Имеется центробежный насос, характеристики которого при частоте вращения 960 об/мин следующие:

Подача, м ³ /ч	0	100	200	300	400	500
Напор, м	5,2	5,0	4,6	3,9	2,9	1,6
КПД, %	–	61	84	82	68	56

Выбрать электродвигатель с фиксированной частотой вращения из стандартного ряда (см. табл. 3.1), при работе с которым насос обеспечит требуемую подачу при работе в поле рабочих параметров и наименьшую потребляемую мощность.

Таблица 11.17

Варианты задания

№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q
1	85	6	70	11	135	16	150	21	130	26	140
2	180	7	95	12	145	17	110	22	165	27	210
3	75	8	205	13	125	18	215	23	100	28	185
4	115	9	80	14	170	19	175	24	200	29	120
5	90	10	195	15	190	20	105	25	155	30	160

Контрольная задача 17

Два одинаковых центробежных насоса установлены параллельно. После каждого из них имеется задвижка. Еще одна общая задвижка имеется после насосной установки (рис. 11.20). Насосы оснащены асинхронными двигателями и имеют характеристики (при частоте вращения 960 об/мин):

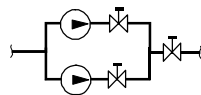


Рис. 11.20. Схема насосной установки

Подача, м ³ /ч	0	100	200	300	400	500
Напор, м	15,6	15	14	11,2	7,8	4
КПД, %	–	50	80	89	78	48

Насосная установка работает в сети, описываемой уравнением $H = 0,2 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$, где Q , м³/ч, H , м. В этой сети необходимо обеспечить подачу Q , м³/ч (табл. 11.18). Определить суммарную мощность, потребляемую насосами, при:

- а) дроссельном регулировании общей задвижкой, располагающейся после насосной установки;
- б) последовательном дроссельном регулировании задвижкой, установленной после одного из насосов;
- в) последовательном изменении частоты вращения насосов;
- г) параллельном изменении частоты вращения насосов.

Таблица 11.18

Варианты задания

№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q	№	Q
1	432	6	464	11	428	16	500	21	400	26	384
2	424	7	416	12	472	17	420	22	456	27	412
3	448	8	388	13	404	18	484	23	408	28	496
4	392	9	476	14	460	19	436	24	452	29	492
5	396	10	440	15	444	20	488	25	480	30	468

12. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Основные расчетные формулы

Частота поршневого насоса n – число двойных тактов (ходов поршня) в единицу времени.

Отношение хода поршня к его диаметру

$$X/D = 0,8 \dots 2. \quad (48)$$

Средняя скорость поршня

$$v_{\pi} = 0,5 X n = 0,5 \dots 1 \text{ м/с}. \quad (49)$$

Индикаторное давление (разность давлений нагнетания и всасывания)

$$P_i = P_n - P_v. \quad (50)$$

Подача:

– односторонних насосов

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_o; \quad (51)$$

– двусторонних насосов

$$Q = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{um}^2) X n \eta_o. \quad (52)$$

КПД поршневых насосов:

- объемный $\eta_o = 0,7 \dots 0,97$ (обычно $0,95 \dots 0,95$);
- гидравлический $\eta_r = 0,8 \dots 0,94$;
- механический $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$;
- индикаторный $\eta_i = 0,7 \dots 0,9$;
- общий $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

Коэффициент неравномерности подачи:

- одностороннего насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \pi \approx 3,1$;
- двустороннего насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{1 - 0,5d^2/D^2} \approx \frac{\pi}{2} \approx 1,6$;
- двухпоршневого насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{2} \approx 1,6$;
- трехпоршневого насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{3} \approx 1,05$.

Способы регулирования поршневых насосов:

- изменение частоты;
- изменение хода поршня X путем перестановки места крепления штока в кривошипно-шатунном механизме;
- регулирование времени переключения пара в прямодействующих паровых насосах;
- изменение объемного КПД η_o путем задержки закрытия всасывающего или нагнетательного клапана насоса;
- уменьшение η_o при перепуске (возврате) среды из нагнетательного во всасывающий тракт путем открытия до необходимой степени перепускового вентиля.

Допустимая высота всасывания поршневых насосов

$$H_{\text{доп}} = \frac{p_0 - (p_{\text{нп}} + 20\,000)}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}} - 2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} \cdot \frac{n^2 X L_{\text{вс}}}{g}. \quad (53)$$

Пример 32. Подача поршневого насоса

Поршневой питательный насос работает с частотой $n = 200 \text{ мин}^{-1}$. Диаметр рабочего поршня $D = 400 \text{ мм}$, ходом поршня $X = 300 \text{ мм}$, средний объемный КПД насоса $\eta_0 = 90\%$. Развиваемая насосом подача

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi 0,4^2}{4} \cdot 0,3 \cdot \frac{200}{60} \cdot 0,9 = 0,113 \text{ м}^3/\text{с} = 407 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 33. Расчет потребляемой мощности и выбор привода поршневого насоса

Рассчитать размеры и мощность привода трехпоршневого насоса, который должен обеспечивать подачу воды $Q_n = 216 \text{ м}^3/\text{ч}$ и создавать давление $p = 4,5 \text{ кгс/см}^2$.

Переведем исходные данные в систему Си:

$$Q_n = 216/3600 = 0,06 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$p = 4,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 441\,450 \text{ Па};$$

$$H = p/(\rho g) = 45 \text{ м вод. ст.}$$

Подача через один рабочий цилиндр: $Q = Q_n/3 = 0,06/3 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$.

Примем отношение хода поршня к диаметру $X/D = 1,5$, скорость поршня $v_n = 0,6 \text{ м/с}$ и объемный КПД $\eta_0 = 90\%$.

Так как $v_n = 0,5Xn$, то $v_n = 0,5 \cdot 1,5 \cdot D \cdot n$ и $n = v_n/(0,5 \cdot 1,5 \cdot D) = 0,8/D$.

Подставим полученные n и X и принятый η_0 в уравнение подачи:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi D^2}{4} 1,5D \cdot 0,8/D \cdot 0,9 = 0,848 D^2, \text{ откуда}$$

$$D = \sqrt{Q/0,848} = \sqrt{0,02/0,848} = 0,154 \text{ м}.$$

$$\text{Ход поршня } X = 1,5D = 1,5 \cdot 0,154 = 0,231 \text{ м}.$$

$$\text{Частота насоса } n = 0,8/D = 0,8/0,154 = 5,19 \text{ с}^{-1} = 311 \text{ мин}^{-1}.$$

Для применения привода с частотой вращения $n = 5 \text{ с}^{-1} = 300 \text{ мин}^{-1}$ корректируем ход поршня: $X = 0,231 \cdot 311/300 = 0,239 \text{ м} \approx 0,24 \text{ м}$.

Таким образом, параметры насоса: $D = 154 \text{ мм}$; $X = 240 \text{ мм}$; $n = 300 \text{ об/мин}$.

$$\text{Проверяем его подачу: } Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi 0,154^2}{4} 0,24 \cdot 5 \cdot 0,9 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность привода (с учетом трех рабочих цилиндров):

$$N = 3 \frac{p Q}{\eta \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{пер}}} = 3 \frac{441450 \cdot 0,02}{0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 36\,690 \text{ Вт} = 36,7 \text{ кВт}.$$

где КПД насоса η , электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ и передачи $\eta_{\text{пер}}$ приняты по характеристикам похожих насосов.

Принимая запас 15%, получаем мощность электропривода 42 кВт.

Контрольная задача 18

Поршневой насос с диаметром поршня D , мм, и ходом поршня X , мм, развивает подачу Q , $\text{дм}^3/\text{мин}$. Он поднимает воду на высоту $h_{\text{под}}$, м, из емкости с атмосферным давлением. Давление в установке на выходе из нагнетательного трубопровода p_2 , $\text{кгс}/\text{см}^2$. Диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковые, гидравлические потери в них Δh_1 и Δh_2 м вод. ст. соответственно. КПД насоса объемный $\eta_{\text{об}}$, %, насоса в целом – η , %, передачи – 100%, электродвигателя $\eta_{\text{эд}} = 95\%$ (табл. 12.1). Определить частоту хода поршня (об/мин) и мощность, потребляемую электродвигателем (кВт).

Таблица 12.1

Варианты задания

№	D	X	Q	$h_{\text{под}}$	p_2	Δh_1	Δh_2	$\eta_{\text{об}}$	η	№	D	X	Q	$h_{\text{под}}$	p_2	Δh_1	Δh_2	$\eta_{\text{об}}$	η
1	170	340	360	16	6,3	2,7	3,4	73	67	16	130	250	670	20	4,1	2,5	2,4	88	82
2	180	260	760	12	5,2	2,2	2,6	80	77	17	200	280	680	30	4,1	1,2	2,6	89	84
3	190	290	350	25	2,4	2,6	3,4	88	83	18	210	240	330	12	3,5	2,1	3,7	85	80
4	270	280	400	25	3,9	2,3	2,4	74	68	19	150	290	330	30	3,4	1,1	3,4	86	81
5	260	330	370	24	3,3	2,4	3	81	76	20	110	210	310	22	5,3	2,8	2,1	76	72
6	220	220	730	10	6	1,8	2,1	77	72	21	240	250	390	21	2,9	1,7	2,7	78	74
7	130	270	370	24	6,3	2,6	2,6	84	78	22	120	240	640	28	6,5	1,6	3,9	74	67
8	210	340	700	14	6,8	2,2	3,6	72	68	23	180	370	550	28	4,9	2,4	2,4	85	79
9	150	260	360	26	6,1	3	2,8	83	78	24	180	290	500	19	5,3	1,9	2,6	88	85
10	190	350	630	12	6,5	2,4	2,1	93	87	25	180	240	410	30	5,5	1,5	2,6	94	87
11	210	390	560	18	4,5	1,2	2,9	72	67	26	210	280	670	26	6,8	1,1	2,4	82	78
12	250	220	610	25	3,7	2,3	3,6	86	80	27	270	220	350	27	2,6	2,6	2,1	87	81
13	230	210	630	18	6,3	2,7	2,3	94	89	28	190	260	650	21	2,4	2,7	2,3	85	79
14	110	380	740	28	5,6	2,1	2,2	79	72	29	160	240	430	14	3,2	1,4	3,9	91	86
15	170	250	780	24	6,4	1,5	3,8	73	67	30	120	310	680	25	2,3	1,7	4	93	89

13. ТЕОРИЯ СЖАТИЯ

Основные расчетные формулы

Степень повышения давления в компрессоре: $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$.

Уравнения процесса сжатия (рис. 13.1):

- изотермического $p v = \text{const}$;
- адиабатного $p v^k = \text{const}$;
- политропного $p v^n = \text{const}$.

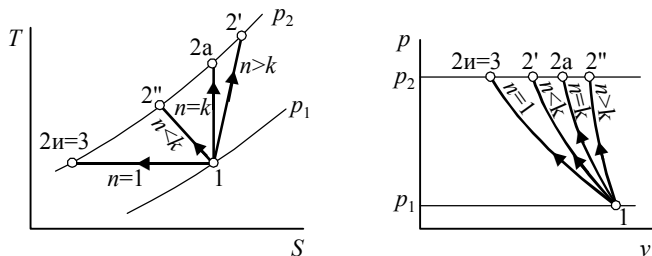


Рис. 13.1. Процесс сжатия в T-S и p-v диаграммах:
 1-2i – изотермическое сжатие; 1-2a – адиабатное сжатие;
 1-2' и 1-2'' – политропное сжатие

Показатель:

- адиабаты (табл. 13.1):

$$k = c_p / c_v; \quad (54)$$

- политропы

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v}. \quad (55)$$

Температура газа после сжатия:

- адиабатного

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}; \quad (56)$$

- политропного

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}. \quad (57)$$

Таблица 13.1

Свойства газов (при нормальных условиях)

Газ	Показатель адиабаты k	Изобарная теплоемкость c_p , Дж/кг·К	Молярная масса M , кг/моль	Плотность ρ , кг/м ³	Газовая постоянная R , Дж/кг·К
Азот N_2	1,41	1051	0,028	1,251	296,8
Аргон Ar	1,667	523	0,040	1,783	208,2
Водород H_2	1,408	14269	0,002	0,0899	4124
Водяной пар H_2O	1,33		0,018	0,805	461,9
Воздух	1,40	1009	0,029	1,293	287,1
Гелий He	1,66	5296	0,004	0,179	2078
Кислород O_2	1,398	913	0,032	1,429	260,0
Метан CH_4	1,315	2483	0,016	0,717	517,8
Оксид углерода CO	1,401	1047	0,028	1,250	296,7
Углекислый газ CO_2	1,305	837	0,044	1,977	188,8

Располагаемая работа сжатия:

– процесса «1–2»

$$l_p = \int_1^2 v dp = p_2 v_2 - p_1 v_1 - \int_1^2 p dv; \quad (58)$$

– изотермического процесса

$$l_p = l_{из} = RT_1 \ln \epsilon; \quad (59)$$

– политропного сжатия

$$\begin{aligned} l_p = l_n &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1); \end{aligned} \quad (60)$$

– адиабатного процесса

$$l_p = l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1). \quad (61)$$

Показатели торможения (характеристики при полном преобразовании кинетической энергии газа в тепловую):

– полная энтальпия

$$h^* = c_p T + \frac{v^2}{2}; \quad (62)$$

– полная температура

$$T^* = \frac{h^*}{c_p} = T + \frac{v^2}{2c_p}; \quad (63)$$

– полное давление

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (64)$$

Пример 34. Располагаемая работа сжатия

Рассчитаем удельную располагаемую работу при сжатии воздуха от нормальных условий до избыточного давления 4 кгс/см^2 в различных процессах.

Исходные данные: $T_1 = 273 \text{ К}$; $\varepsilon = 4$; $R = 287 \text{ Дж/кг·К}$; $k = 1,4$.

Изотермический процесс

$$l_{\text{из}} = RT_1 \ln \varepsilon = 287 \cdot 273 \cdot \ln 4 = 108\,600 \text{ Дж/кг} = 108,6 \text{ кДж/кг}.$$

Адиабатный процесс

$$l_a = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 273 \cdot \left(4^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 133,3 \text{ кДж/кг}.$$

Политропный процесс при $n = 1,2$ (поршневой компрессор):

$$l_n = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 287 \cdot 273 \cdot \left(4^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right) = 122,2 \text{ кДж/кг}.$$

Политропный процесс при $n = 1,6$:

$$l_n = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,6}{1,6-1} \cdot 287 \cdot 273 \cdot \left(4^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 1 \right) = 142,5 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная располагаемая работа при различной степени сжатия приведена на рис. 13.2.

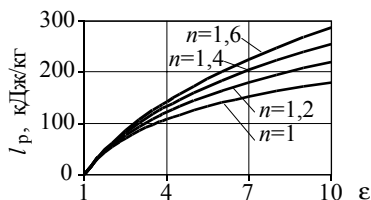


Рис. 13.2. Располагаемая работа сжатия политропного процесса

Контрольная задача 19

Рассчитать располагаемую работу сжатия одного килограмма воздуха от нормальных условий (760 мм рт. ст., 0 °С) до абсолютного давления p , кгс/см² (табл. 13.2), при: а) изотермическом сжатии; б) адиабатическом сжатии; в) политропном сжатии при $n = 1,2$; г) политропном сжатии при $n = 1,6$. Сравнить работу сжатия воздуха с полезной работой на валу вентилятора, рассчитываемой для несжимаемого воздуха, необходимой для создания такого же перепада давлений. На примере адиабатного процесса построить графические зависимости работы сжатия от температуры воздуха на входе.

Таблица 13.2

Варианты задания

№	p	№	p	№	p	№	p	№	p	№	p
1	5,3	6	3,7	11	7,1	16	2,7	21	6,9	26	6,1
2	3,5	7	3,1	12	8,1	17	5,1	22	5,9	27	3,9
3	6,3	8	4,3	13	2,5	18	4,1	23	8,3	28	4,7
4	4,5	9	7,9	14	7,7	19	4,9	24	2,9	29	7,3
5	7,5	10	6,7	15	6,5	20	5,7	25	5,5	30	3,3

14. СЖАТИЕ ГАЗА В КОМПРЕССОРАХ

Основные расчетные формулы

Внутренние (индикаторные) КПД компрессоров:

– изотермический

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{l_i} = \frac{RT_1 \ln \varepsilon}{c_p(T_2 - T_1)}; \quad (65)$$

– адиабатный

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{l_{\text{ад}}^*}{l_i} = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1^* \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p (T_2^* - T_1^*)}. \quad (66)$$

Мощность компрессоров:

– расчет по адиабатному КПД, для неохлаждаемых (динамических) компрессоров

$$N = \frac{M L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м}}}; \quad (67)$$

– расчет по изотермическому и политропному КПД (для всех типов компрессоров)

$$N = \frac{M L_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}}; \quad N = \frac{M L_{\text{п}}}{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}}}. \quad (68)$$

Число ступеней сжатия m :

$$\varepsilon \approx \varepsilon_i^m; \quad \varepsilon_i \approx \sqrt[m]{\varepsilon}; \quad m = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \varepsilon_i}. \quad (69)$$

Тепло, отбираемое:

– в охлаждающих рубашках

$$Q_c \approx \frac{1 - n/k}{n - 1} c_p (T_2 - T_1); \quad (70)$$

– в промежуточных и концевых холодильниках

$$Q_x \approx c_p (T_2 - T_3). \quad (71)$$

Расход воды на охлаждение

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{c_{\text{в}} \Delta t}, \quad (72)$$

где Q – количество отбираемого тепла; Δt – нагрев воды в холодильнике, 10...15 °С.

Пример 35. Расчет мощности компрессоров

Сравним мощность поршневого, центробежного и осевого компрессоров одинаковой производительности ($M = 1$ кг/с) при сжатии воздуха до 4 кгс/см² ($\varepsilon = 4$).

$$\text{Мощность поршневого компрессора } N = \frac{M l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}}.$$

Располагаемая работа изотермического сжатия, не зависящая от числа ступеней,

$$l_{\text{из}} = R T_1 \ln \epsilon = 287,1 \cdot 273 \cdot \ln 4 = 108,7 \text{ кДж/кг}.$$

Примем для поршневых компрессоров $\eta_{\text{из}} = 0,8$; $\eta_{\text{м}} = 0,95$.

$$\text{Получаем } N = \frac{108,7}{0,8 \cdot 0,95} = 143 \text{ кВт (кВт/кг)}.$$

$$\text{Мощность лопастного компрессора } N = \frac{M l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м}}}.$$

В центробежном компрессоре степень сжатия в одной ступени $\epsilon_i = 1,4$. Необходимое число ступеней для сжатия воздуха в четыре раза $m = \ln \epsilon / \ln \epsilon_i = \ln 4 / \ln 1,4 = 4,1 \approx 4$. Но так как охлаждение осуществляется обычно после двух ступеней, число циклов «сжатие-охлаждение» будет $m' = m/2 = 2$. Степень сжатия в одном цикле $\epsilon_i' = \sqrt[m]{\epsilon} = \sqrt[2]{4} = 2$. Адиабатная работа сжатия в двух циклах при условии охлаждения газа после каждого из них:

$$l_{\text{ад}} = m' \frac{k}{k-1} R T_1 \left((\epsilon_i')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 2 \frac{1,4}{1,4-1} 287,1 \cdot 273 \left(2^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) =$$

$$= 120,2 \text{ кДж/кг}.$$

Примем для центробежных компрессоров $\eta_{\text{ад}} = 0,85$; $\eta_{\text{м}} = 0,97$.

$$\text{Получаем } N = \frac{113,2}{0,85 \cdot 0,97} = 146 \text{ кВт (кВт/кг)}.$$

В осевом компрессоре в среднем $\epsilon_i = 1,2$.

Отсюда $m = \ln 4 / \ln 1,2 = 7,6 \approx 8$, $m' = 4$. Степень сжатия в одной ступени $\epsilon_i = \sqrt[4]{4} = 1,41$. Адиабатная работа сжатия

$$l_{\text{ад}} = 4 \frac{1,4}{1,4-1} 287,1 \cdot 273 \left(1,41^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 113,2 \text{ кДж/кг}.$$

Примем для центробежных компрессоров $\eta_{\text{ад}} = 0,9$; $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Получаем $N = 113,2 / (0,9 \cdot 0,98) = 128 \text{ кВт} (\text{кВт/кг})$.

Реально мощность центробежного и осевого компрессоров будет выше из-за гидравлического сопротивления проточной части компрессора и холодильников и из-за неидеального охлаждения.

Пример 36. Зависимость работы сжатия от числа ступеней

Рассчитаем работу сжатия воздуха от атмосферного давления и температуры 0°C (273 K) до 9 кгс/см^2 для поршневого компрессора при одной, двух и трех ступенях сжатия.

Первоначально для сравнения рассчитаем работу в изотермическом процессе (которая не зависит от количества ступеней):

$$l_{\text{из}} = RT_1 \ln \epsilon = 287 \cdot 273 \cdot \ln 9 = 172 \text{ кДж/кг}.$$

$$\text{Располагаемая работа политропного сжатия: } l_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(e^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$

Работа сжатия в поршневом компрессоре (показатель политропы $n = 1,2$):

Одна ступень ($\epsilon = 9$):

$$l_p = \frac{1,2}{1,2-1} 287 \cdot 273 \left(9^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right) = 470 \cdot 100 \cdot (9^{0,167} - 1) = 208 \text{ кДж/кг}.$$

Две ступени ($\epsilon_i = \sqrt{\epsilon} = \sqrt{9} = 3$):

$$\begin{aligned} l_p &= 2 \cdot 470 \cdot 100 \cdot (3^{0,167} - 1) = \\ &= 189 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Три ступени ($\epsilon_i = \sqrt[3]{\epsilon} = \sqrt[3]{9} = 2,08$):

$$\begin{aligned} l_p &= 3 \cdot 470 \cdot 100 \cdot (2,08^{0,167} - 1) = \\ &= 183 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Изобразим полученные результаты на рис. 14.1.

Таким образом, в поршневом компрессоре использование трех ступеней сжатия вместо одной позволяет экономить около 10% электроэнергии.

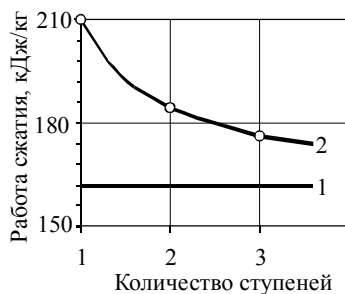


Рис. 14.1. Работа при многоступенчатом сжатии воздуха при $\epsilon = 9$:
1 — изотермическом;
2 — политропном ($n=1,2$)

Пример 37. Расчет расхода воды на охлаждение

Рассчитаем расход воды на охлаждение в двухступенчатом поршневом воздушном компрессоре (рис. 14.2). Температура окружающего воздуха $t_0 = 20^\circ\text{C}$, степень сжатия в компрессоре $\varepsilon = 8$, в одной ступени $\varepsilon_1 = \sqrt{8} = 2,83$. Показатель политропы сжатия $n = 1,2$.

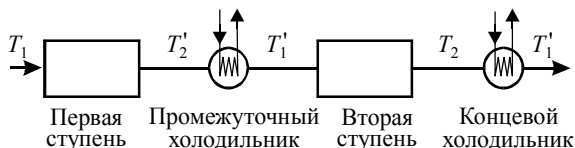


Рис. 14.2. Температура воздуха в двухступенчатом компрессоре

Температуры воздуха:

– на входе в компрессор $T_1 = t_0 + 273 = 293\text{ K}$;

– после первой ступени $T_2' = T_1 \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} = 293 \varepsilon^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 348\text{ K } (75^\circ\text{C})$;

– после промежуточного и конечного холодильников (на входе во вторую ступень) $T_1' = T_1 + 15 = 308\text{ K } (35^\circ\text{C})$;

– после второй ступени $T_2 = T_1' \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} = 308 \varepsilon^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 366\text{ K } (93^\circ\text{C})$.

Количество тепла, отбираемое в охладительных рубашках (на 1 кг воздуха):

– в первой ступени $Q_{c1} \approx \frac{1-n/k}{n-1} c_p (T_2' - T_1) = \frac{1-1,2/1,4}{1,4-1} 1,009 (348 - 293) = 19,8\text{ кДж/кг}$;

– во второй ступени $Q_{c2} \approx \frac{1-n/k}{n-1} c_p (T_2 - T_1') = \frac{1-1,2/1,4}{1,4-1} 1,009 (366 - 308) = 20,9\text{ кДж/кг}$.

Тепло, отбираемое в холодильниках:

– промежуточном $Q_{x1} \approx c_p (T_2' - T_1') = 1,009 (348 - 308) = 40,4\text{ кДж/кг}$;

– конечном $Q_{x2} \approx c_p (T_2 - T_1') = 1,009 (366 - 308) = 58,5\text{ кДж/кг}$.

Общее количество теплоты $Q = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{x1} + Q_{x2} = 140\text{ кДж/кг}$.

Расход воды на охлаждение $G = \frac{Q}{c_B \Delta t} = \frac{140\,000}{4,19 \cdot 10} = 0,00334 \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \approx 4 \frac{\text{л}}{\text{м}^3}$.

Контрольная задача 20

Определить потребляемую одноступенчатым центробежным компрессором мощность и температуру воздуха после компрессора при сжатии воздуха от давления 736 мм рт. ст. и температуры t_0 , °C, до абсолютного давления 4, 6 и 8 кгс/см². Подача компрессора Q , м³/мин, адиабатный КПД компрессора η_a (табл. 14.1), механический КПД – 0,98, показатель политропы сжатия 1,6.

Построить графическую зависимость температуры воздуха на выходе от температуры воздуха на входе и степени повышения давления.

Таблица 14.1

Варианты задания

№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0
1	530	79	25	7	280	83	9	13	140	80	4	19	240	73	13
2	460	66	13	8	330	75	6	14	430	72	16	20	310	67	5
3	570	82	6	9	430	74	8	15	290	69	3	21	210	68	24
4	190	80	13	10	570	66	23	16	120	67	22	22	290	73	18
5	230	72	17	11	500	70	20	17	530	76	3	23	490	71	11
6	580	71	5	12	520	80	29	18	360	68	26	24	600	72	30
												30	340	78	27

Контрольная задача 21

Определить максимально возможное избыточное давление воздуха (в кгс/см²), которое может создавать одноступенчатый поршневой компрессор: а) определяемое наличием мертвого пространства; б) определяемое условием невоспламенения смазки. Воздух, поступающий для сжатия, взят при условиях окружающей среды (760 мм рт. ст. и 25 °C), относительный объем мертвого пространства компрессора a , %, температура воспламенения смазки t , °C (табл. 14.2), показатель политропы сжатия 1,35.

Таблица 14.2

Варианты задания

№	a	t	№	a	t	№	a	t	№	a	t	№	a	t
1	6	260	7	4	250	13	3	310	19	6	270	25	5	330
2	4	300	8	5	260	14	2	300	20	3	270	26	2	310
3	5	330	9	4	340	15	6	300	21	7	310	27	6	260
4	4	260	10	6	310	16	6	250	22	9	330	28	6	340
5	5	330	11	8	270	17	3	270	23	3	260	29	8	260
6	6	260	12	5	240	18	8	290	24	4	300	30	3	320

Контрольная задача 22

Сравнить работу сжатия 1 м^3 воздуха от нормальных условий (760 мм рт. ст. и 0°C) до избыточного давления p , МПа (табл. 14.3), в: а) одноступенчатом поршневом компрессоре; б) двухступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением; в) трехступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением. Показатель политропы сжатия 1,2.

Таблица 14.3

Варианты задания

№	p	№	p	№	p	№	p	№	p	№	p
1	0,90	6	0,64	11	1,00	16	0,70	21	0,84	26	1,06
2	0,72	7	0,76	12	1,10	17	0,86	22	0,94	27	1,18
3	1,14	8	0,88	13	1,16	18	0,80	23	0,96	28	0,60
4	0,62	9	0,82	14	1,12	19	1,04	24	0,74	29	0,78
5	0,68	10	0,66	15	0,92	20	1,08	25	1,02	30	0,98

15. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Справочные сведения и расчетные формулы

Характеристики поршневых компрессоров

- показатель политропы сжатия $n = 1,2 \dots 1,25$;
- изотермический КПД $\eta_{из} = 0,75 \dots 0,85$;
- механический КПД оппозитных $\eta_m = 0,92 \dots 0,96$; вертикальных $\eta_m = 0,90 \dots 0,95$; малых и при большой степени сжатия $\eta_m = 0,80 \dots 0,85$;
- относительный объем мертвого пространства

$$a = V_m / V_p, \quad (73)$$

для одноступенчатых компрессоров $a = 0,03 \dots 0,06$; для многоступенчатых компрессоров низкого давления $a = 0,06 \dots 0,12$; для многоступенчатых компрессоров высокого давления $a = 0,12 \dots 0,18$; при применении комбинированных клапанов $a = 0,05 \dots 0,08$;

- объемный коэффициент

$$\lambda_o = V_{вс} / V_p = 0,7 \dots 0,9; \quad (74)$$

- температурный коэффициент $\lambda_t = 0,9 \dots 0,95$;
- коэффициент герметичности $\lambda_r = 0,95 \dots 0,98$.

Зависимость между объемным коэффициентом и относительным объемом мертвого пространства

$$\lambda_o = 1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right). \quad (75)$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_o \lambda_r \lambda_{\Gamma}. \quad (76)$$

Подача поршневого компрессора

$$Q = \lambda V_p n_{\text{пр}} = \lambda \frac{\pi D^2}{4} X n_{\text{пр}}. \quad (77)$$

С учетом потерь в клапанах работу в компрессоре и его мощность можно определить следующим образом:

$$l_i = \frac{RT_1}{\lambda_r} \left[\frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нагн}} \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad N_i = l_i M, \quad (78)$$

где M – массовая подача; δ – доли потерь давления в клапанах по отношению к давлению газа.

Коэффициенты δ могут быть определены из выражений

$$\delta_{\text{вс}} = 0,108 \frac{\rho_o v_n^2}{p_1^{0,3}}; \quad \delta_{\text{наг}} = 0,0457 \frac{\rho_o v_n^2}{p_2^{0,3}}, \quad (79)$$

или для новых компрессоров повышенной экономичности

$$\delta_{\text{вс}} = 0,021 \frac{\rho_o v_n^2}{p_1^{0,25}}; \quad \delta_{\text{наг}} = 0,009 \frac{\rho_o v_n^2}{p_2^{0,25}}, \quad (80)$$

где v_n – средняя скорость поршня, м/с; ρ_o – плотность газа при нормальных условиях; $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление.

Обычно $\delta_{\text{вс}} = 0,02 \dots 0,07$, $\delta_{\text{наг}} = 0,02 \dots 0,16$.

Мощность на валу компрессора N учитывает механические потери:

$$N = \frac{N_i}{\eta_m}. \quad (81)$$

Там же мощность может быть определена по изотермической располагаемой работе сжатия $l_{\text{из}}$ и изотермическому КПД $\eta_{\text{из}}$:

$$N = \frac{M l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}} \eta_m}. \quad (82)$$

Отсюда эталонная работа в компрессоре

$$l_{\text{из}} = \eta_{\text{из}} l_i. \quad (83)$$

Способы регулирования поршневых компрессоров:

1. Воздействие на привод компрессора: а) периодическая полная остановка компрессора; б) изменение частоты вращения.
2. Воздействие на сеть: а) выброс в атмосферу воздуха при достижении заданного давления; б) перепуск газа из нагнетательного патрубка во всасывающий; в) дросселирование всасывающего трубопровода (снижение давления перед компрессором).
3. Воздействие на клапаны компрессора: а) отжим всасывающего клапана; б) частичный отжим клапанов на части хода поршня.
4. Изменение мертвого объема компрессора.

Пример 38. Расчет внутренней работы и изотермического КПД

Определим изотермический КПД ступени поршневого компрессора, сжимающей воздух, имеющий температуру на входе в компрессор $T_1 = 293 \text{ К}$ (20°C). Ход поршня $X = 0,22 \text{ м}$, частота компрессора $n_{\text{пр}} = 600 \text{ мин}^{-1}$ (10 с^{-1}). По индикаторной диаграмме давление в рабочем цилиндре при всасывании $p_1 = 92 \text{ кПа}$, при нагнетании $p_2 = 300 \text{ кПа}$. Показатель политропы сжатия $n = 1,25$.

Изотермический КПД определим по выражению: $\eta_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{l_i}$.

Степень сжатия $\epsilon = p_2/p_1 = 300/92 = 3,26$.

Скорость поршня $v_{\text{п}} = 0,5 X n_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 0,22 \cdot 10 = 1,1 \text{ м/с}$.

Коэффициенты потерь давления:

$$\delta_{\text{вс}} = 0,108 \frac{\rho_0 v_n^2}{p_1^{0,3}} = 0,108 \frac{1,293 \cdot 1,1^2}{92 \cdot 000^{0,3}} = 0,0055;$$

$$\delta_{\text{наг}} = 0,0457 \frac{\rho_0 v_n^2}{p_2^{0,3}} = 0,0457 \frac{1,293 \cdot 1,1^2}{300 \cdot 000^{0,3}} = 0,0016.$$

$$\begin{aligned} \text{Внутренняя работа } l_i &= RT_1 \left[\frac{k}{k-1} \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нагн}} \epsilon^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= 287 \cdot 293 \left[\frac{1,4}{1,4-1} \left(3,26^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) + 0,0055 + 0,0016 \cdot 3,26^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 118 \, 860 \text{ Дж}. \end{aligned}$$

Работа изотермического сжатия

$$l_{\text{из}} = RT_1 \ln \epsilon = 287 \cdot 293 \cdot \ln 3,26 = 99370 \text{ Дж/кг}.$$

$$\text{Изотермический КПД } \eta_{\text{из}} = 99370/118860 = 0,84.$$

Пример 39. Расчет подачи и регулирование поршневого компрессора

Одноступенчатый поршневой компрессор с диаметром поршня $D = 600$ мм и ходом поршня $X = 800$ мм сжимает воздух, имеющий абсолютное давление 750 мм рт. ст. Относительный объем мертвого пространства компрессора $a = 5\%$, показатель политропы сжатия $n = 1,25$. Избыточное давление на выходе компрессора 3 атм, частота компрессора $n_{\text{пр}} = 385 \text{ мин}^{-1}$, при этом подача компрессора $75 \text{ м}^3/\text{мин}$. Определить способы снижения подачи до $50 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Переведем заданные величины в систему СИ: $p_1 = 750 \cdot 133,3 = 99980 \text{ Па}$; $p_2 = p_1 + 3 \cdot 98100 = 394300 \text{ Па}$; $D = 0,6 \text{ м}$; $X = 0,8 \text{ м}$; $Q = 75/60 = 1,25 \text{ м}^3/\text{с}$; $n_{\text{пр}} = 385/60 = 6,42 \text{ с}^{-1}$; $a = 0,05$. Примем $\eta_{\text{из}} = 0,8$; $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

Степень повышения давления $\epsilon = p_2/p_1 = 392400/99980 = 3,94$.

Рассмотрим три способа снижения подачи с $75 \text{ м}^3/\text{с}$ до $50 \text{ м}^3/\text{с}$, то есть в $1,5$ раза.

1. Уменьшение частоты вращения в $1,5$ раза, то есть до 257 мин^{-1} .

2. Увеличение объема мертвого пространства. Коэффициент подачи при этом должен снизиться в $1,5$ раза. Из соотношения $\lambda_0 = 1 - a (\epsilon^{1/n} - 1)$ получаем: $\frac{1 - a(\epsilon^{1/n} - 1)}{1 - a'(\epsilon^{1/n} - 1)} = 1,5$, откуда новый относительный объем мертвого пространства $a' = \frac{1}{3(\epsilon^{1/n} - 1)} + \frac{2a}{3} = 0,2$.

Рабочий объем цилиндра $V_p = 0,25\pi D^2 X = 0,25\pi 0,6^2 \cdot 0,8 = 0,226 \text{ м}^3$.

Объем мертвого пространства: без регулирования $V_m = 0,05 \cdot 0,226 = 0,011 \text{ м}^3$; при регулировании $V_m = 0,2 \cdot 0,226 = 0,045 \text{ м}^3$. Таким образом, необходимо установить объем вариатора в $0,034 \text{ м}^3$.

3. Снижение давления на входе (с поддержанием заданного давления на выходе). При снижении коэффициента подачи в $1,5$ раза имеем:

$$\frac{1 - a (\epsilon^{1/n} - 1)}{1 - a \left[\left(\frac{p_2}{p_1'} \right)^{1/n} - 1 \right]} = 1,5, \text{ откуда необходимое давление}$$

$$p_1' = \frac{p_2}{\left[\frac{1}{3a} + \frac{2}{3} (\epsilon^{1/n} - 1) + 1 \right]^n} = 25 \, 300 \text{ Па}.$$

Мощность во всех случаях будет приблизительно одинаковая, так как массовая подача и развиваемое давление не меняется (будут различаться механический КПД, потери в клапанах и дросселе).

$$N = \frac{p_1 Q_1}{\eta_{из} \eta_M} \ln \varepsilon = \frac{99 \cdot 980 \cdot 50 / 60}{0,8 \cdot 0,95} \ln 3,94 = 150 \text{ кВт}.$$

Контрольная задача 23

Одноступенчатый поршневой компрессор имеет поршень диаметром D , мм, длина хода поршня X , мм, частота движения поршня n , об/мин. Относительный объем мертвого пространства компрессора 5%. Компрессор сжимает воздух от условий окружающей среды (740 мм рт. ст., 20 °С) до избыточного давления p , МПа (табл. 15.1). Определить подачу (в м³/мин при условиях всасывания) и потребляемую компрессором мощность.

Таблица 15.1

Варианты задания

№	D	X	n	p	№	D	X	n	p	№	D	X	n	p
1	330	490	290	0,48	11	530	660	340	0,67	21	730	970	150	0,65
2	850	960	320	0,42	12	570	750	310	0,57	22	880	910	170	0,30
3	320	540	340	0,37	13	340	470	300	0,21	23	440	590	160	0,28
4	300	540	280	0,32	14	560	750	330	0,51	24	590	810	220	0,36
5	390	490	330	0,69	15	320	450	340	0,33	25	540	730	340	0,62
6	780	980	320	0,34	16	330	510	200	0,30	26	490	600	300	0,56
7	650	800	150	0,65	17	570	770	310	0,42	27	710	930	220	0,55
8	720	840	260	0,65	18	370	560	270	0,37	28	780	920	310	0,42
9	830	900	180	0,34	19	700	890	170	0,51	29	850	940	220	0,47
10	670	900	310	0,35	20	840	960	300	0,62	30	610	770	180	0,63

Контрольная задача 24

Одноступенчатый поршневой компрессор имеет характеристики: диаметр поршня D , мм; длина хода поршня S , мм; частота движения поршня n , об/мин. Он сжимает воздух от условий окружающей среды (750 мм рт. ст., 10 °С) до избыточного давления p , МПа, при этом его подача (пересчитанная на нормальные условия) Q , м³/мин (табл. 15.2). Необходимо определить наиболее экономичный способ снижения пода-

чи (при нормальных условиях) до Q' , м³/мин, сохраняя заданное давление после компрессора.

Таблица 15.2

Варианты задания

№	D	X	n	p	Q	Q'	№	D	X	n	p	Q	Q'
1	690	840	330	0,67	71,4	50,6	16	640	840	350	0,41	76,8	51,0
2	520	690	160	0,35	19,6	15,2	17	660	830	220	0,24	51,7	29,0
3	530	660	270	0,52	29,9	23,2	18	700	820	210	0,44	50,1	36,8
4	640	830	200	0,65	33,0	20,3	19	450	560	210	0,42	13,9	11,1
5	620	840	340	0,60	60,7	32,9	20	450	570	270	0,66	17,6	8,9
6	490	620	170	0,35	15,8	11,9	21	660	800	280	0,63	52,3	39,8
7	560	720	170	0,42	23,6	13,6	22	480	620	260	0,22	23,1	17,9
8	420	670	200	0,35	14,0	9,5	23	510	760	300	0,62	27,4	16,1
9	690	920	280	0,67	61,5	33,5	24	500	670	150	0,25	17,2	12,5
10	450	630	330	0,58	27,0	13,8	25	670	870	330	0,42	85,3	51,6
11	610	780	260	0,32	47,8	26,4	26	690	840	240	0,36	58,8	31,0
12	660	780	280	0,63	52,7	40,5	27	580	760	310	0,53	45,3	24,2
13	580	740	280	0,47	40,1	24,5	28	510	740	280	0,37	32,2	18,5
14	480	660	260	0,63	24,2	17,9	29	550	760	260	0,53	32,1	21,9
15	680	860	180	0,66	41,9	22,2	30	450	580	170	0,36	11,6	7,3

16. ЛОПАСТНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Справочные сведения и расчетные формулы

Характеристики лопастных компрессоров приведены в табл. 16.1, а формулы пересчета характеристик – в табл. 16.2.

Таблица 16.1

Средние характеристики лопастных компрессоров

Характеристика	Компрессоры	
	Центробежные	Осевые
Показатель политропы n (воздушных компрессоров)	1,52 ... 1,62	$\approx k$ (1,4)
Степень повышения давления в одной ступени ϵ_1	$\leq 1,4$	1,1 ... 1,3
Адиабатный КПД η_a	0,8 ... 0,9	0,85 ... 0,95
Механический КПД η_m	0,96 ... 0,98	0,98 ... 0,99

Таблица 16.2

Пересчет характеристик лопастных компрессоров*

Характеристика	Подача	Степень повышения давления	Мощность
Изменение частоты вращения	$\frac{Q_b}{Q_a} \approx \frac{n_b}{n_a}$	$\varepsilon_b \approx \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$\frac{N_b}{N_a} \approx \frac{\rho_{1b}}{\rho_{1a}} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3$
Изменение свойств газа	$Q_a \approx Q_b$	$\varepsilon_b \approx \left[1 + \frac{T_{1a}}{T_{1b}} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$\frac{N_b}{N_a} = \frac{\rho_a}{\rho_b}$

*Формулы применимы при отношении частот вращения $0,5 \leq n_b/n_a \leq 2$ и отношении геометрических размеров $0,5 \leq D_{2b}/D_{2a} \leq 2$.

Способы регулирования лопастных компрессоров: 1) изменение частоты вращения; 2) направляющий аппарат на входе в компрессор; 3) дросселирование сети после компрессора; 4) дросселирование на входе в компрессор.

Контрольная задача 25

Центробежный компрессор должен развивать давление p , кгс/см² (табл. 16.3). В компрессор подается воздух из окружающей среды (740 мм рт. ст., 15 °С). Определить количество ступеней компрессора и расход воды на охлаждение (на 1 кг воздуха). Охлаждение осуществляется после каждой из двух ступеней компрессора.

Таблица 16.3

Варианты задания

№	p	№	p	№	p	№	p	№	p	№	p
1	1,3	6	3,7	11	1,0	16	5,0	21	9,3	26	9,2
2	2,9	7	7,2	12	2,2	17	4,0	22	9,8	27	7,1
3	6,2	8	2,8	13	1,9	18	6,9	23	7,6	28	3,3
4	4,3	9	4,4	14	3,5	19	3,7	24	4,7	29	1,1
5	10,6	10	6,5	15	6,7	20	2,6	25	2,6	30	7,8

Условные обозначения

Обозначение	Наименование	Размерность	Страница
A	Коэффициент динамического сопротивления в уравнении сети	—	17
$A_{\text{п}}$	Удельная полезная работа	Дж/кг	7
a	Относительный объем мертвого пространства поршневого компрессора	—	92
B	Статическое сопротивление сети (коэффициент в уравнении сети)	—	17
b_2	Ширина лопастей рабочего колеса на выходе потока	—	54
c_v	Изохорная теплоемкость	Дж/кг·К	83, 84
c_p	Изобарная теплоемкость	Дж/кг·К	83, 84
D	Диаметр поршня	м	79
D_2	Внешний диаметр рабочего колеса лопастных нагнетателей	м	52, 54
d	Диаметр круглого трубопровода	м	
$d_{\text{вс}}$	Диаметр всасывающего тракта	м	80
$d_{\text{шт}}$	Диаметр штока поршневого насоса	м	79
d_3	Эквивалентный диаметр трубопровода или газохода	м	20
$G_{\text{в}}$	Удельный расход воды на охлаждение	кг/кг	87
g	Ускорение свободного падения ($g=9,81$)	м/с ²	—
H	Напор насоса в метрах столба перемещаемой жидкости	м	4, 5
$\bar{H}$	Безразмерный напор	—	52
$H_{\text{доп}}$	Допустимая высота всасывания насосов	м	80
H_c	Сопротивление сети, в метрах столба перемещаемой жидкости	м	16
h^*	Полная энтальпия	Дж	85
h_1, h_2	Геодезическая высота точки входа и выхода сети (нагнетателя)	м	3
$h_{\text{под}}$	Высота подъема жидкости (расстояние по вертикали между входов и выходом сети или нагнетателя)	м	16
k	Показатель адиабаты	—	83
$k_{\text{пот}}$	Коэффициент местных потерь ($k_{\text{пот}} = 0,05 \dots 0,1$)	—	17
L	Длина трубопровода	м	—
$L_{\text{вс}}$	Длина всасывающего тракта	м	—
l_i	Внутренняя работа нагнетателя	Дж/кг	93, 93
$l_{\text{ад}}$	Удельная располагаемая работа адиабатного сжатия	Дж/кг	84

Обозначение	Наименование	Размерность	Страница
$l_{из}$	Удельная располагаемая работа изотермического сжатия	Дж/кг	84, 93
l_p	Удельная располагаемая работа политропного сжатия	Дж/кг	84
l_p	Удельная располагаемая работа сжатия	Дж/кг	84
M	Массовая подача (массовая производительность)	кг/с	3
	Молярная масса	кг/моль	84
m	Число ступеней сжатия компрессора	—	87
N	Мощность, подводимая на вал нагнетателя	Вт	7, 87, 93
$\bar{N}$	Безразмерная мощность, подводимая на вал нагнетателя	Вт	52
N_i	Внутренняя мощность нагнетателя	Вт	93
$N_{п}$	Удельная полезная мощность	Вт/кг	7
$N_{уст}$	Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса	Вт	10
$N_{эд}$	Мощность, потребляемая электродвигателем (приводом)	Вт	7, 9
n	Показатель политропы	—	83, 97
	Частота вращения лопастных нагнетателей	с ⁻¹	52, 92
n_s	Коэффициент быстроходности	—	53
$n_{пр}$	Частота поршневых нагнетателей	с ⁻¹	93
p	Давление	Па	4
$\bar{p}$	Безразмерное давление, развиваемое насосом и вентилятором	Па	52
p^*	Полное давление	Па	85
p_o	Давление при нормальных условиях ($p_o = 101\,300$)	Па	4
p_1, p_2	Давление на входе и выходе сети (нагнетателя)	Па	3
p_i	Индикаторное давление поршневых насосов	Па	79
$p_{атм}$	Атмосферное давление	Па	—
p_n	Давление нагнетания поршневого насоса	Па	79
p_v	Давление всасывания поршневого насоса	Па	79
$p_{дин}$	Динамическое давление	Па	4
$p_{нп}$	Давление насыщенных паров	Па	79
$p_{ст}$	Статическое давление	Па	4
$p_{ст1}, p_{ст2}$	Статическое давление на входе и выходе сети (нагнетателя)	Па	17, 4
Q	Объемная подача (производительность)	м ³ /с	3, 79, 93
$\bar{Q}$	Безразмерная подача	—	52

Обозначение	Наименование	Размерность	Страница
Q_o	Объемная подача при нормальных условиях	м ³ /с	17
Q_c	Тепло, отбираемое при сжатии газа (в охлаждающих рубашках компрессоров)	Дж/кг	87
Q_x	Тепло, отбираемое в промежуточных и конечных холодильниках	Дж/кг	87
R	Газовая постоянная	Дж/кг·К	84
Re	Критерий Рейнольдса	–	18
S	Поперечное сечение	м ²	4, 25
T	Абсолютная температура	К	–
T^*	Полная температура (температура торможения)	К	85
T_o	Абсолютная температура при нормальных условиях ($T_o = 273,15$)	К	–
T_1	Абсолютная температура газа перед сжатием	К	–
T_2	Абсолютная температура газа после сжатия	К	83
u_2	Окружная скорость потока на выходе из рабочего колеса	м/с	53
$V_{вс}$	Объем всасываемого газа в поршневом компрессоре	м ³	92
V_m	Объем мертвого пространства поршневого компрессора	м ³	92
V_p	Рабочий объем поршневого компрессора, определяемый ходом поршня	м ³	92
X	Ход поршня поршневого насоса	м/с	79
z	Коэффициент сжимаемости газа	–	17
$\Delta h_{вс}$	Сопротивление всасывающего тракта	м	80
Δp	Давление, развиваемое насосом и вентилятором	Па	3
$\Delta p_{дин}$	Динамическое давление, развиваемое насосом и вентилятором	Па	4
$\Delta p_{доп}$	Создание дополнительного давления (разность давлений на входе и выходе)	Па	16
$\Delta p_{ме}$	Потери на местные сопротивления	Па	16
$\Delta p_{под}$	Изменение потенциальной энергии (затраты на подъем)	Па	16
Δp_c	Общее сопротивление сети	Па	16, 17
$\Delta p_{ск}$	Изменение скоростного напора	Па	16
$\Delta p_{ст}$	Статическое давление, развиваемое насосом и вентилятором	Па	4
$\Delta p_{тр}$	Сопротивление трения	Па	16
λ	Коэффициент трения	–	16, 18
	Коэффициент подачи поршневого компрессора	–	93

Обозначение	Наименование	Размерность	Страница
λ_{Γ}	Коэффициент герметичности поршневого компрессора	—	92
λ_o	Объемный коэффициент поршневого компрессора	—	92
λ_{Γ}	Температурный коэффициент поршневого компрессора	—	92
η	КПД насоса	—	7, 33, 80
η_i	Индикаторный (внутренний) КПД	—	7, 80
$\eta_{ад}$	Адиабатный КПД (внутренний КПД лопастных компрессоров)	—	87, 97
η_{Γ}	Гидравлический КПД (потери внутри нагнетателя из-за трения в потоке и неравномерности потока)	—	7, 80
$\eta_{из}$	Изотермический КПД (внутренний КПД компрессоров)	—	86, 92, 93
η_m	Механический КПД (потери внутри нагнетателя из-за трения в механизме нагнетателя)	—	7, 80, 92, 97
η_o	Объемный КПД (потери внутри нагнетателя из-за перетекания потока мимо рабочих частей нагнетателя и утечек)	—	7, 80
$\eta_{п}$	Политропный КПД компрессоров	—	87
$\eta_{пер}$	КПД передачи (между приводом и нагнетателем)	—	7, 11
$\eta_{уст}$	КПД насосной установки (включающей насос, передачу и привод)	—	7
$\eta_{эд}$	КПД электродвигателя (привода)	—	7, 11
ε	Степень повышения давления в компрессоре Средний размер выступов (шероховатости) поверхности труб	—	83, 87 19
ε_i	Степень повышения давления в одной ступени компрессора	—	87, 97
μ	Динамическая вязкость	Па·с	20
ρ	Плотность	кг/м ³	53, 54, 84
ρ_v	Плотность воздуха в окружающей среде	кг/м ³	6
ρ_{Γ}	Плотность перемещаемых газов	кг/м ³	27
ρ_o	Плотность при нормальных условиях	кг/м ³	—
$\delta_{вс}, \delta_{наг}$	Доли потерь во всасывающем и нагнетательном клапанах	—	93
ξ	Коэффициент местного сопротивления	—	16, 21
v	Скорость	м/с	4
v_1, v_2	Скорость на входе и выходе сети (нагнетателя)	м/с	3, 16
$v_{п}$	Скорость поршня	м/с	79

Библиографический список

Учебная литература

1. **Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры (любое издание).
2. **Павлов К.Ф., Романков П. Г., Носков А. А.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

Справочная и дополнительная литература

1. **Кутателадзе С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
2. Тепловые и атомные электрические станции / Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624 с.; – То же. – 2-е изд. – М., 1990 г.
3. **Михайлов А. К., Ворошилов В. П.** Компрессорные машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
4. **Карасев Б. В.** Насосы и насосные станции. – Минск: Вышэйшая школа, 1979. – 285 с.
5. **Поляков В. В., Скворцов Л. С.** Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.

Оглавление

Введение	3
1. ПОДАЧА, ДАВЛЕНИЕ И НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЕ НАГНЕТАТЕЛЯМИ	3
Основные расчетные формулы	3
Пример 1. Перевод единиц давления	4
Пример 2. Перевод напора в развиваемое давление	5
Пример 3. Расчет напора, развиваемого насосом	5
Пример 4. Расчет давления, развиваемого вентилятором	5
Контрольная задача 1	6
2. РАБОТА, МОЩНОСТЬ И КПД НАГНЕТАТЕЛЕЙ.....	7
Основные расчетные формулы	7
Пример 5. Полезная мощность	8
Пример 6. Мощность, потребляемая электродвигателем	8
Пример 7. Расчет КПД дымососа	8
3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ И ПЕРЕДАЧИ	8
Справочные сведения и расчетные формулы	8
Пример 8. Определение мощности, потребляемой электродвигателем	11
Контрольная задача 2	12
Контрольная задача 3	13
4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ.....	13
Описание характеристик	13
Пример 9. Определение рабочей точки по графической характеристике	14
Пример 10. Определение поля рабочих параметров	14
Пример 11. Выбор вентилятора	15
Контрольная задача 4	15
5. СОПРОТИВЛЕНИЕ И НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ.....	16
Основные расчетные формулы и справочные данные	16
Пример 12. Вывод уравнения проектируемой сети	25
Пример 13. Определение напорной характеристики действующей сети	26
Пример 14. Расчет естественной тяги в дымовой трубе	27
Пример 15. Расчет сопротивления воздухопровода	27
Контрольная задача 5	28

6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЯ И СЕТИ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ.....	29
Методы расчета.....	29
Пример 16. Определение рабочей точки нагнетателя в сети.....	30
Пример 17. Расчет дроссельного регулирования.....	30
Контрольная задача 6.....	31
Контрольная задача 7.....	32
7. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ.....	33
Основные расчетные формулы.....	33
Пример 18. Определение суммарной напорной характеристики двух параллельных насосов.....	34
Пример 19. Определение суммарной напорной характеристики четырех параллельных насосов.....	35
Пример 20. Усредненный КПД и мощность установки из параллельных насосов.....	35
Пример 21. Последовательное соединение насосов.....	37
Контрольная задача 8.....	38
Контрольная задача 9.....	40
Контрольная задача 10.....	40
8. РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ В РАСПРЕДЕЛЕННОЙ СЕТИ	41
Порядок расчета.....	41
Пример 22. Работа параллельных насосов в распределенной сети.....	43
Контрольная задача 11.....	45
9. РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВКИ ИЗ СОВМЕСТНО РАБОТАЮЩИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ.....	46
Способы регулирования.....	46
Пример 23. Дроссельное регулирование установки из двух параллельных насосов.....	46
Контрольная задача 12.....	51
10. ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ.....	52
Основные расчетные формулы.....	52
Пример 24. Определение характеристик вентилятора по его безразмерным характеристикам.....	54
Пример 25. Пересчет характеристик насоса при изменении частоты вращения.....	55
Пример 26. Определение поля рабочих параметров насоса при изменении частоты вращения.....	56
Пример 27. Расчет обточка рабочего колеса насоса.....	57

Контрольная задача 13.....	59
Контрольная задача 14.....	61
Контрольная задача 15.....	62
11. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ	63
Способы регулирования	63
Пример 28. Регулирование дросселированием и перепуском среды	64
Пример 29. Регулирование изменением частоты вращения	65
Пример 30. Комбинированное регулирование (ступенчатое изменение частоты вращения)	68
Пример 31. Регулирование установки из последовательных нагнетателей	69
Контрольная задача 16.....	78
Контрольная задача 17.....	78
12. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ	79
Основные расчетные формулы	79
Пример 32. Подача поршневого насоса	81
Пример 33. Расчет потребляемой мощности и выбор привода поршневого насоса	81
Контрольная задача 18.....	82
13. ТЕОРИЯ СЖАТИЯ.....	83
Основные расчетные формулы	83
Пример 34. Располагаемая работа сжатия	85
Контрольная задача 19.....	86
14. СЖАТИЕ ГАЗА В КОМПРЕССОРАХ	86
Основные расчетные формулы	86
Пример 35. Расчет мощности компрессоров	87
Пример 36. Зависимость работы сжатия от числа ступеней	89
Пример 37. Расчет расхода воды на охлаждение	90
Контрольная задача 20.....	91
Контрольная задача 21.....	91
Контрольная задача 22.....	92
15. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ	92
Справочные сведения и расчетные формулы	92
Пример 38. Расчет внутренней работы и изотермического КПД	94

Пример 39. Расчет подачи и регулирование поршневого компрессора.....	95
Контрольная задача 23.....	96
Контрольная задача 24.....	96
16. ЛОПАСТНЫЕ КОМПРЕССОРЫ	97
Справочные сведения и расчетные формулы	97
Контрольная задача 25.....	98
Условные обозначения.....	99
Библиографический список.....	103

Учебное издание

ТРУБАЕВ Павел Алексеевич

БЕСЕДИН Павел Васильевич

ПРАКТИКУМ

**по гидравлическим машинам
и компрессорам**

Редактор Г. Н. Афонина

Корректор В. А. Дегтярева

Изд. лиц. ИД № 00434 от 10.11.99 г.

Подписано в печать 25.05.01.

Формат 60×84 $\frac{1}{16}$. Усл. печ. л. 6,2.

Уч.-изд. л. 6,7. Тираж 100 экз.

Заказ

Цена

Отпечатано в Белгородской государственной технологической академии
строительных материалов.

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46