

В. И. КУЗНЕЦОВ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Под редакцией
М. И. МЕНЬШИКОВА

*Глубоко уважаемому
Макиму Закировичу
Гаммаберову.*

*В. И. Кузнецов
27/II-60.*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1959 ЛЕНИНГРАД

Основное содержание книги посвящено описанию устройства, эксплуатации и методов испытаний механических вакуумных насосов с масляным уплотнением. Описываются также двухроторные (механические бустерные) вакуумные насосы. Предварительно сообщаются краткие сведения из молекулярно-кинетической теории газов, рассматриваются общие понятия вакуумной техники и законы течения разреженных газов через отверстия и трубы. Наряду с механическими насосами среднего вакуума кратко описаны низковакуумные многоястичные и высоковакуумные (молекулярные и пароструйные) насосы, а также охлаждаемые ловушки. В заключение рассмотрены некоторые вопросы расчета простейших вакуумных систем.

Материал книги рассчитан на широкий круг лиц, занимающихся эксплуатацией механических вакуумных насосов в промышленности и лабораториях, а некоторые ее разделы могут оказаться полезными для инженеров и научных работников, которым приходится сталкиваться с вопросами получения среднего и высокого вакуума.

Кузнецов Владимир Иванович

„МЕХАНИЧЕСКИЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ“

Редактор <i>В. И. Шамиур</i>	Техн. редактор <i>П. М. Асанов</i>
Сдано в пр-во 3/VI 1959 г.	Подписано к печати 29/IX 1959 г.
Формат бумаги 64×108/32	14,35 л. л.
T-10274	Уч.-изд. л. 16,4
Тираж 10 000 экз.	Цена 9 р. 20 к.
	Заказ 779

Набрано в типографии Госэнергоиздата Москва, Шлюзовая наб., 10
Отпечатано в типографии Гостройиздата № 4, г. Подольск, Рабочая ул., 17/2

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вакуумная техника с каждым годом получает все более широкое распространение в самых разнообразных отраслях науки и техники нашей страны; к работе с вакуумным оборудованием привлекается все более широкий круг лиц, ранее незнакомых со спецификой этой работы. Однако в изданных до сих пор трудах и пособиях по вакуумной технике очень сжато описывается один из основных видов вакуумного оборудования — механические вакуумные насосы с масляным уплотнением, а особенности эксплуатации этих насосов часто совершенно не затрагиваются.

В предлагаемой книге основное внимание уделено устройству, эксплуатации и испытаниям механических насосов с масляным уплотнением, применяемых как в качестве самостоятельных откачных устройств, так и для создания предварительного разрежения при работе других типов насосов, обеспечивающих получение среднего и высокого вакуума. Описаны также появившиеся в последнее время двухроторные насосы, весьма эффективные в области среднего вакуума. Для лиц, впервые приступающих к изучению вакуумной техники, приводятся основные сведения из молекулярно-кинетической теории газов, излагаются общие понятия вакуумной техники и законы течения разреженных газов через отверстия и трубы.

По другим типам насосов, а также охлаждаемым ловушкам автор счел целесообразным привести краткие сведения, необходимые для правильного понимания их работы и выбора при проектировании вакуумных установок и стендов. Сведения по элементарному расчету вакуумных систем и выбору оборудования приведены в основном применительно к механическим насосам с масляным уплотнением.

При изложении использованы как сведения, приведенные в отечественной и иностранной литературе, так и не публиковавшиеся ранее результаты отечественных научно-исследовательских работ и данные заводских испытаний.

Материал книги рассчитан на инженеров и техников, связанных с эксплуатацией механических вакуумных насосов в промышленности и лабораторных условиях, а некоторые ее разделы могут оказаться полезными для инженеров и научных сотрудников, занимающихся проектированием вакуумных установок для получения среднего и высокого вакуума.

Данная книга является первым опытом обобщения сведений по механическим насосам среднего вакуума, поэтому замечания читателей будут для автора весьма ценными.

Автор выражает глубокую благодарность М. И. Меньшикову и И. С. Рабиновичу за ценные советы и замечания и благодарит М. Л. Алашкевича, П. И. Горохова, Г. Ф. Клейменова, К. А. Савинского, Л. П. Хавкина и А. Б. Цейтлина за ряд полезных замечаний по отдельным разделам книги.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
<i>Глава первая. Основные сведения из молекулярно-кинетической теории газов</i>	7
1-1. Уравнение состояния	7
1-2. Давление газа	9
1-3. Скорости молекул газа	11
1-4. Количество молекул газа, ударяющихся об единицу поверхности	13
1-5. Средняя длина свободного пути	14
1-6. Вязкость и теплопроводность газа	15
1-7. Диффузия газов	17
<i>Глава вторая. Общие понятия вакуумной техники. Течение газов через отверстия и трубы</i>	18
2-1. Общие понятия вакуумной техники	18
2-2. Квазистационарный процесс. Время откачки	23
2-3. Режимы течения газов	26
2-4. Поток через малые диафрагмы	30
2-5. Поток через большие диафрагмы	35
2-6. Вязкостное течение по трубам	37
2-7. Молекулярное течение по трубам	43
2-8. Вязкостно-молекулярное течение по трубам	49
<i>Глава третья. Основные сведения о вакуумных насосах</i>	54
3-1. Классификация вакуумных насосов	54
3-2. Основные характеристики насосов	55
3-3. Области действия откачных устройств	57
<i>Глава четвертая. Механические вакуумные насосы с масляным уплотнением (механические насосы)</i>	60
4-1. Принцип действия	60
4-2. Остаточное давление	65
4-3. Быстрота откачки и производительность	76
4-4. Наибольшее выпускное и начальное давления	83
4-5. Потребляемая мощность	84
4-6. Удельные характеристики	94
4-7. Масла для насосов	96

4-8. Конструкции насосов	102
4-9. Герметичные вакуумные насосы («вакуумные компрессоры»)	115
4-10. Эксплуатация насосов	120
4-11. Дополнение. Низковакуумные многопластинчатые насосы	124
Глава пятая. Откачка конденсируемых паров. Газобалластные насосы	127
5-1. Конденсируемые пары и их влияние на характеристики механических насосов с масляным уплотнением	127
5-2. Насосы с обновлением масла	132
5-3. Газобалластные насосы	137
Глава шестая. Двухроторные вакуумные насосы	174
6-1. Принцип действия	174
6-2. Основные характеристики и конструкции двухроторных насосов	177
Глава седьмая. Молекулярные и пароструйные насосы. Охлаждаемые ловушки	195
7-1. Молекулярные насосы	195
7-2. Пароструйные насосы	205
7-3. Охлаждаемые ловушки	212
Глава восьмая. Методы испытаний насосов	222
8-1. Измерение давлений	222
8-2. Измерение скорости откачки	233
8-3. Измерение мощности	248
Глава девятая. Вакуумные системы	250
9-1. Предельное давление	250
9-2. Элементарный расчет вакуумных систем и выбор оборудования	251
Приложения	264
Литература	279

ГЛАВА ПЕРВАЯ
ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ МОЛЕКУЛЯРНО-КИНЕТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ГАЗОВ

1-1. УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ

Вакуумная техника занимается разреженными, т. е. имеющими давление ниже атмосферного, газами и парами. В отличие от газов пары при некоторых встречающихся в вакуумной технике давлениях и температурах могут насыщаться и переходить в жидкое состояние, однако ненасыщенные пары подчиняются тем же закономерностям, что и газы, поэтому выводы настоящей главы справедливы и для ненасыщенных паров.

Состояние газа определяется тремя параметрами: давлением, объемом и температурой. Уравнение состояния идеального газа, связывающее эти три параметра с массой газа, имеет вид:

$$pV = \frac{G}{M} RT, \quad (1-1)$$

где p — давление газа;

V — объем газа;

T — абсолютная температура;

G — масса газа;

M — масса 1 моля (грамм-молекулы) газа;

R — газовая постоянная, не зависящая от рода газа.

Реальные газы несколько отличаются от идеальных, однако для разреженных газов, с которыми имеет дело вакуумная техника, эти отличия незначительны и уравнением состояния можно обычно пользоваться без каких-либо поправок.

Если подставить в уравнение состояния p в мм рт. ст. и V в литрах, то газовая постоянная в этом случае равна $R = 62,3 \frac{\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.}}{\text{моль} \cdot \text{град}}$.

Из уравнения состояния идеальных газов выводятся все известные газовые законы.

Закон Бойля-Мариотта: при постоянных массе и температуре произведение давления газа на его объем есть величина постоянная, т. е.

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \dots = p_i V_i = \text{const.} \quad (1-2)$$

В более общем случае, если неизменной сохраняется только температура, а количество газа изменяется, то согласно (1-1) можно записать:

$$pV = \text{const } G, \quad (1-3)$$

т. е. произведение давления газа на его объем при неизменной температуре пропорционально массе газа. В расчетах по вакуумной технике очень удобно выражать вес газа в л·мм рт. ст., л·мк рт. ст., см³·бар и т. п., которые называют pV -единицами. По уравнению состояния (1-1) нетрудно подсчитать вес одной pV -единицы любого газа. Например, для воздуха (М-29) 1 л·мм рт. ст. $\approx 1,7$ мг веса при 0°С.

Вес 1 л некоторых газов при нормальных условиях приведен в приложении I.

Так как масса газа G , деленная на его объем V является плотностью газа ρ , то из (1-3) следует, что давление газа при постоянной температуре пропорционально его плотности:

$$p = \frac{RT}{M} \cdot \frac{G}{V} \sim \rho. \quad (1-4)$$

Масса газа может быть выражена в виде

$$G = Nm, \quad (1-5)$$

где N — число молекул в объеме газа;

m — масса молекулы;

тогда

$$p \sim nm, \quad (1-6)$$

где $n = \frac{N}{V}$ — число молекул в единице объема газа, т. е.

давление газа при постоянной температуре пропорционально числу молекул в единице объема газа.

Закон Гей-Люссака: при постоянных массе и давлении объем газа пропорционален его абсолютной температуре:

$$V = \text{const } T. \quad (1-7)$$

Вариант закона Гей-Люссака: при постоянных массе и объеме давление газа пропорционально его абсолютной температуре:

$$p = \text{const } T \quad (1-8)$$

(закон Шарля) также выводится из уравнения состояния.

Закон Авогадро: в равных объемах различных газов, находящихся под одинаковыми давлениями и при одинаковых температурах, содержится одинаковое количество молекул:

С помощью числа Авогадро $N_A = \frac{M}{m} = 6,02 \cdot 10^{23}$, представляющего собой число молекул в 1 грамм-молекуле, можно подсчитать число молекул в любом количестве газа. Преобразовав (1-1) с учетом (1-5), получим:

$$N = \frac{N_A}{R} \cdot \frac{pV}{T} = \frac{1}{k} \cdot \frac{pV}{T}, \quad (1-9)$$

где $k = \frac{R}{M/m} = \frac{R}{N_A} = 1,381 \cdot 10^{-16} \frac{\text{эрг}}{\text{°К}}$ — молекулярная газовая постоянная (постоянная Больцмана).

Закон Дальтона: полное давление смеси химически не взаимодействующих газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов:

$$p_{\text{см}} = p_1 + p_2 + \dots + p_n, \quad (1-10)$$

где $p_{\text{см}}$ — полное давление смеси;

p_1, p_2, \dots, p_n — парциальные давления газов, входящих в смесь.

Парциальным давлением газа, входящего в смесь, называется давление, которое имел бы этот газ, занимая весь объем смеси.

1-2. ДАВЛЕНИЕ ГАЗА

Молекулы газа с массой m , хаотически двигаясь со средней скоростью \bar{c} , ударяются о стенки сосуда, содержащего газ. Давление определяется как сила, действующая

на единицу площади поверхности, соприкасающейся с газом, и выражается формулой

$$p = \frac{1}{3} n m \bar{c}^2, \quad (1-11)$$

где n — число молекул в единице объема газа.

В практике давление наиболее часто измеряется в миллиметрах и микронах ртутного столба (*мм рт. ст.* и *мк рт. ст.*). Миллиметр ртутного столба — давление столбика ртути высотой 1 мм.

На рис. 1-1 показан открытый ртутный манометр, измеряющий разность между атмосферным давлением p_a и давлением p в откачиваемом объеме, называемую величи-

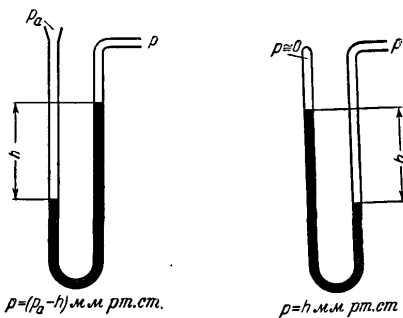


Рис. 1-1. Открытый ртутный манометр.

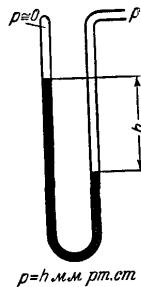


Рис. 1-2. Закрытый ртутный манометр.

ной разрежения или вакуума. При измерениях открытым ртутным манометром разность уровней ртути h соответствует величине разрежения (разрежение равно h мм рт. ст.), а давление в объеме равно разности между атмосферным давлением и величиной разрежения, т. е. $p = (p_a - h)$ мм рт. ст.

На рис. 1-2 показан закрытый ртутный манометр, измеряющий давление в откачиваемом объеме. Такие манометры перед заполнением ртутью откачиваются до давления $\sim 1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст., ничтожно малого по сравнению с измеряемыми ими давлениями. При измерениях закрытым ртутным манометром разность уровней ртути соответствует давлению в объеме ($p = h$ мм рт. ст.), а величина раз-

режения в этом случае равна разности между атмосферным давлением и давлением в объеме [разрежение равно $(p - h)$ мм рт. ст.].

В тех отраслях вакуумной техники, которые имеют дело с давлениями выше 1 мм рт. ст., наряду с величиной разрежения часто применяется единица измерения «процент вакуума» (% вакуума), причем

$$\% \text{ вакуума} = \frac{760 - p [\text{мм рт. ст.}]}{760} 100. \quad (1-12)$$

Необходимо отметить неудобство обеих этих единиц при работе с давлениями ниже 1 мм рт. ст. Так, например, давлению 0,1 мм рт. ст. соответствует 99,9868% вакуума, давление $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. соответствует разрежению 759,999 мм рт. ст.

Нормальное атмосферное давление, равное 760 мм рт. ст., также иногда принимается за единицу измерения и называется «физической атмосферой». Физическая атмосфера применяется при пересчете pV -единиц, когда нужно определить, какой объем занимает некоторое количество газа, выраженное, например, в л · мм рт. ст., при атмосферном давлении ($1 \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} = \frac{1}{760} \text{ л} \cdot \text{ат}$).

В литературе употребляются и другие единицы измерения давления; коэффициенты для пересчета некоторых из этих единиц в миллиметры ртутного столба приведены в приложении II.

1-3. СКОРОСТИ МОЛЕКУЛ ГАЗА

Молекулы газа, находящиеся в хаотическом движении, обладают различными скоростями, принимающими любые значения, заключенные между наибольшей и наименьшей скоростями. Кинетическая теория газов рассматривает вопрос о числе dN_c молекул (из общего числа N молекул в рассматриваемом объеме), обладающих скоростью, лежащей в интервале от c до $c + dc$:

$$dN_c = N f(c) dc. \quad (1-13)$$

Если на рассматриваемую массу газа не действуют внешние силы и она находится в равновесии с окружаю-

шим пространством, функция $f(c)$ определяется максвелловским законом распределения скоростей:

$$f(c) = 4\pi c^2 \left(\frac{m}{2\pi kT} \right)^{\frac{3}{2}} e^{-\frac{mc^2}{2kT}}, \quad (1-14)$$

где k — постоянная Больцмана.

Вид функции $f(c)$ показан на рис. 1-3. Скорость c_n , соответствующая максимуму функции распределения, называется наивероятнейшей скоростью:

$$c_n = 1,29 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{см}{сек} \right], \quad (1-15)$$

где M — молекулярный вес газа.

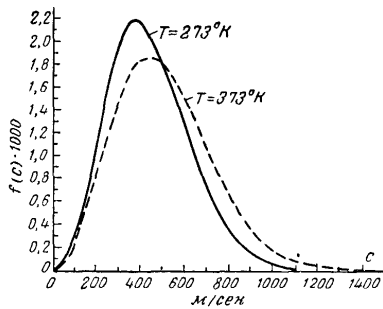


Рис. 1-3. Вид максвелловского распределения скоростей.

Средняя (арифметическая) скорость \bar{c} , определяемая как сумма скоростей всех газовых молекул, находящихся в рассматриваемом объеме, деленная на число молекул, равна

$$\bar{c} = 1,455 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{см}{сек} \right]. \quad (1-16)$$

Средняя квадратичная скорость $\sqrt{\bar{c}^2}$, используемая при определении средней кинетической энергии молекул $\frac{m\bar{c}^2}{2}$,

подсчитывается как корень квадратный из суммы квадратов скоростей всех молекул, деленный на число молекул, и равна

$$\sqrt{\bar{c}^2} = 1,58 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{см}{сек} \right]. \quad (1-17)$$

Таким образом, наибольшую величину имеет средняя квадратичная скорость, меньшую — средняя и еще меньшую — наивероятнейшая. Из приведенных формул видно, что скорости молекул обратно пропорциональны корню квадратному из молекулярного веса газа. Следовательно, при одинаковых температурах легкие молекулы движутся быстрее тяжелых и скорости молекул возрастают с увеличением температуры.

1-4. КОЛИЧЕСТВО МОЛЕКУЛ ГАЗА, УДАРЯЮЩИХСЯ ОБ ЕДИНИЦУ ПОВЕРХНОСТИ

Для газа, находящегося в равновесии внутри сосуда, подсчет количества молекул N_f , ударяющихся в 1 см^2 стенки сосуда за 1 сек , приводит к простому соотношению:

$$N_f = \frac{1}{4} n \bar{c} \left[\frac{\text{молекул}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}} \right], \quad (1-18)$$

или с учетом (1-16):

$$N_f = 3,64 \cdot 10^8 n \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\text{молекул}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}} \right]. \quad (1-19)$$

Чтобы узнать, какой объем газа V_f приходится на это количество молекул, достаточно обе части соотношения (1-19) разделить на количество молекул, содержащихся в 1 см^3 газа, т. е. на молекулярную концентрацию газа n :

$$V_f = \frac{N_f}{n} = \frac{1}{4} \bar{c} = 3,64 \cdot 10^8 \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}} \right]. \quad (1-20)$$

Полученное соотношение (1-20) показывает, что объем газа, „падающий“ на единицу поверхности в единицу времени, не зависит от давления газа. Величина V_f , играющая большую роль в вакуумной технике, легко подсчитывается для любого газа. Для воздуха при 20°C эта величина составляет $11,6 \text{ л/см}^2 \cdot \text{сек}$. Объем газа, „падаю-

щий* на площадь F см² за 1 сек, может быть подсчитан по формуле

$$V_F = 3,64 \cdot 10^4 F \sqrt{\frac{T}{M} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{сек}} \right]}. \quad (1-21)$$

Для воздуха при 20°С

$$V_F = 11,6F \text{ л/сек.}$$

1-5. СРЕДНЯЯ ДЛИНА СВОБОДНОГО ПУТИ

Движение молекул сопровождается столкновениями их друг с другом и со стенками сосуда. Среднее расстояние, проходимое молекулой между двумя столкновениями с другими молекулами газа, называется средней длиной свободного пути и обозначается λ . Если молекулы рассматриваются как упругие шары диаметром σ , то расчет (с учетом максвелловского распределения скоростей) приводит к следующему значению средней длины свободного пути молекул однородного газа:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{2} \pi n \sigma^2 \left(1 + \frac{T_c}{T} \right)} \text{ [см]}. \quad (1-22)$$

Здесь член $\left(1 + \frac{T_c}{T} \right)$, где T_c — постоянная Сёзерленда, представляет собой температурную поправку, показывающую, что с увеличением температуры средняя длина свободного пути увеличивается. Величина постоянной Сёзерленда T_c для большинства газов лежит в пределах 50 — 300°К и приведена в приложении I.

Из соотношения (1-22) следует, что средняя длина свободного пути обратно пропорциональна давлению газа, так как $n \sim p$. В приложении I приведены значения λ для различных газов при комнатной температуре и давлении 1 мм рт. ст. Поскольку $\lambda \sim \frac{1}{p}$, значения средней длины свободного пути при других давлениях могут быть получены делением приведенной в приложении I величины на давление в микронах ртутного столба. Например, для воздуха при комнатной температуре

$$\lambda_{\text{возд}} \approx \frac{5}{p \text{ [мм рт. ст.]}} \text{ [см]}. \quad (1-23)$$

По мере уменьшения давления средняя длина свободного пути молекул газа линейно возрастает и становится равной размерам сосуда, а при дальнейшем уменьшении давления она может значительно превзойти размеры сосуда, в котором заключен газ, и молекулы начнут без столкновений перелетать с одного участка сосуда на другой. Так, для воздуха при $p = 10^{-6}$ мм рт. ст. $\lambda \approx 50$ м, что значительно превышает размеры обычной вакуумной аппаратуры.

Явления, происходящие в газе, сильно различаются в зависимости от того, преобладают ли удары молекул о стенки или соударения между молекулами. Очевидно, что при $\lambda \gg d$ (где d — характерный размер элемента вакуумной системы, например диаметр трубопровода) преобладают столкновения молекул газа со стенками, при $\lambda \ll d$ — столкновения молекул между собой. Поэтому соотношение $\frac{\lambda}{d}$ играет важную роль в вакуумной технике. Состояние газа при $\frac{\lambda}{d} \gg 1$ называется высоким, при $\frac{\lambda}{d} \approx 1$ — средним и при $\frac{\lambda}{d} \ll 1$ — низким вакуумом.

1-6. ВЯЗКОСТЬ И ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ГАЗА

Вязкость газа проявляется в виде силы трения, передаваемой через газ от одного тела к другому, когда эти тела перемещаются одно относительно другого. Эта задача осуществляется за счет переноса молекулами газа импульса (вернее его тангенциальной составляющей) в поле скоростей. Теплопроводность газа — это перенос молекулами газа кинетической энергии в поле температур. Рассмотрение этого вопроса сводится к определению коэффициентов вязкости и теплопроводности.

Коэффициентом вязкости η называется тангенциальная сила, действующая на единицу площади размещенной внутри газа поверхности при градиенте скорости, равном единице.

Коэффициентом теплопроводности K называется количество тепла, передаваемое через единицу площади внутри газа при градиенте температуры, равном единице.

На рис. 1-4 показана передача движения от подвижной пластины к неподвижной через газ, на рис. 1-5 — передача

тепла от горячей пластины к более холодной, причем в обоих случаях предполагается $\lambda \ll d$. Механизмы передачи через газ количества движения и тепла весьма сходны, поэтому коэффициенты вязкости и теплопроводности зави-

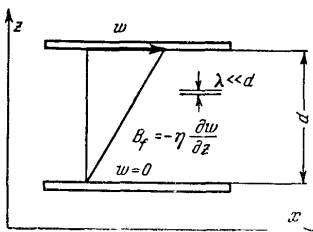


Рис. 1-4. Передача движения от подвижной пластины к неподвижной через газ.

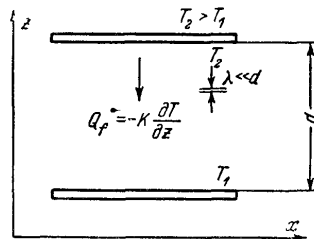


Рис. 1-5. Передача тепла от нагретой пластины к более холодной через газ.

сят в основном от одних и тех же величин. Для коэффициента вязкости газа кинетическая теория дает соотношение

$$\eta = \frac{1}{3} \rho \bar{v} \bar{c} \quad [\text{г/см} \cdot \text{сек}] \quad (1-24)$$

где ρ — плотность газа, г/см^3 .

Для коэффициента теплопроводности газа кинетическая теория дает соотношение

$$K = \frac{1}{3} \epsilon \rho \bar{v} \bar{c} c_v = \epsilon \eta c_v \quad [\text{кал/см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}], \quad (1-25)$$

где c_v — теплоемкость газа при постоянном объеме и

$$\epsilon = \frac{9x - 5}{4}, \quad (1-26)$$

причем $x = \frac{c_p}{c_v}$, т. е. равно отношению теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме. Для одноатомных газов $x = \frac{5}{3}$; при увеличении числа атомов в молекуле x стремится к единице; таким образом, $1 \leq \epsilon \leq 2,5$.

16

Соотношения (1-24) и (1-25) получены путем приближенных вычислений без учета, например, закона распределения скоростей молекул, однако более строгие вычисления приводят только к некоторому изменению числового множителя в этих соотношениях.

Из рассмотрения соотношений (1-24) и (1-25), поскольку $\rho \sim p$, а $\lambda \sim \frac{1}{p}$, можно заключить, что коэффициенты вязкости и теплопроводности при низком вакууме ($\lambda \ll d$, когда λ определяется давлением, а не размерами сосуда) не зависят от давления. Кроме того, поскольку средняя скорость \bar{c} пропорциональна корню квадратному из температуры, вязкость газа возрастает с увеличением температуры в отличие от жидкостей, у которых вязкость с увеличением температуры уменьшается.

Сила трения, приходящаяся на единицу площади в слое газа, перпендикулярном оси z (см. рис. 1-4), определяется соотношением

$$B_f = \frac{B}{F} = -\eta \frac{\partial w}{\partial z} \quad [\text{дин/см}^2]; \quad (1-27)$$

поток тепла через единицу площади поверхности, перпендикулярной оси z (см. рис. 1-5),

$$Q_f = \frac{Q}{F} = -K \frac{\partial T}{\partial z} \quad [\text{кал/см}^2 \cdot \text{сек}]. \quad (1-28)$$

Значения коэффициентов η и K (при $\lambda \ll d$) приведены в приложении I.

При высоком вакууме ($\lambda \gg d$) коэффициенты вязкости и теплопроводности пропорциональны давлению, причем эта зависимость начинает сказываться уже при среднем вакууме ($\lambda \approx d$). Кроме того, при среднем и высоком вакууме коэффициент теплопроводности зависит от того, насколько эффективно происходит обмен энергией между молекулой и стенкой, что учитывается коэффициентом аккомодации, изменяющимся обычно от 10 до 90%. Коэффициент аккомодации зависит от рода газа и материала и состояния поверхностей. Рассмотрение этого вопроса не входит в нашу задачу.

1-7. ДИФФУЗИЯ ГАЗОВ

Диффузией газов называется проникновение одного газа в другой или одной части газа в другую при наличии градиента концентрации диффундирующего газа. В связи с этим различают диффузию газов друг в друга и диффу-

зию газа в самого себя (самодиффузия). Диффузия, так же как вязкость и теплопроводность, относится к явлениям переноса.

Коэффициентом диффузии D называется количество газа, проходящее в единицу времени через единицу площади при градиенте концентрации, равном единице.

Для коэффициента самодиффузии кинетическая теория газов дает соотношение

$$D = \frac{1}{3} \bar{\lambda} \bar{c} \quad [см^2/сек]. \quad (1-29)$$

Сравнивая (1-29) с выражением (1-24) для коэффициента вязкости, получим:

$$D = \frac{\eta}{\rho}. \quad (1-29')$$

Количество газа, проходящего в единицу времени через единицу площади, расположенной перпендикулярно потоку, может быть определено по соотношению

$$G'_i = \frac{G'}{F} = D \frac{\partial \rho}{\partial z} \quad [г/см^2 \cdot сек], \quad (1-30)$$

где $\frac{\partial \rho}{\partial z}$ — градиент плотности в направлении потока, $г/см^3 \cdot см$.

Соотношения для более сложных случаев диффузии в газовых смесях приводятся во многих курсах кинетической теории газов, но простое соотношение (1-29) позволяет рассмотреть процесс диффузии при изменении давления газа путем несложных рассуждений, поскольку коэффициент диффузии D пропорционален средней длине свободного пути λ .

Вопросы, затронутые в этой главе, более подробно рассмотрены в ряде работ [Л. 1 и 2].

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ВАКУУМНОЙ ТЕХНИКИ. ТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И ТРУБЫ

2-1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ВАКУУМНОЙ ТЕХНИКИ

На рис. 2-1 изображена схема простейшей вакуумной системы, состоящей из откачиваемого сосуда 1, трубопровода 2, соединяющего сосуд с насосом 4, и вентиля 3, слу-

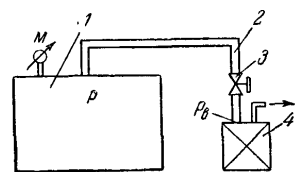


Рис. 2-1. Схема простейшей вакуумной системы.

жащего для перекрытия трубопровода и отсоединения (отключения) насоса от сосуда.

Рассмотрим стационарный процесс откачки вакуумной системы, когда давление в любой точке, несмотря на откачку, сохраняется неизменным во времени (убыль газа из сосуда восполняется, например, за счет натекания или газоотделения). При работе насоса газ поступает из сосуда через трубопровод в насос и выбрасывается в атмосферу, причем поток газа Q' ($л \cdot мм рт. ст./сек$) одинаков во всех сечениях системы. Поток газа в любом сечении равен произведению давления p_i в этом сечении на объем газа S_i ($л/сек$), проходящий через это сечение в единицу времени:

$$Q' = p_i S_i = \text{const.} \quad (2-1)$$

Опыт показывает, что давление в системе, оставаясь в любом сечении неизменным во времени, меняется от сечения к сечению. Давление p_v на входе насоса остается меньшим, чем давление p в сосуде, а давления в промежуточных сечениях коммуникации имеют промежуточные значения, уменьшаясь по направлению к насосу.

Неравенство давлений на концах вакуумной коммуникации ($p > p_v$) вызвано тем, что любой элемент коммуникации (трубопровод, диафрагма, вентиль и т. п.) оказывает сопротивление прохождению потока газа, обладает, как говорят, сопротивлением. Сопротивлением W элемента вакуумной коммуникации называется падение давления на элементе, приходящееся на единицу потока газа:

$$W = \frac{p_1 - p_2}{Q'} \quad [сек/л]. \quad (2-2)$$

Здесь p_1, p_2 — давления газа на концах элемента коммуникации ($p_1 > p_2$), $мм рт. ст.$;
 Q' — поток газа, $л \cdot мм рт. ст./сек$.

Вместо сопротивления в вакуумной технике чаще применяется обратная величина — пропускная способность. Пропускной способностью U элемента вакуумной комму-

никации называется поток газа через этот элемент, проходящий на единицу падения давления на элементе:

$$U = \frac{1}{W} = \frac{Q'}{p_1 - p_2} \quad [\text{л/сек}]. \quad (2-3)$$

Соотношения (2-2) и (2-3), определяющие сопротивление и пропускную способность элемента вакуумной коммуникации, по виду аналогичны соотношениям, имеющим место в теории постоянных токов для определения сопротивления и проводимости проводника в зависимости от величины тока и разности потенциалов на концах проводника (закон Ома). Существует аналогия между стационарным процессом работы вакуумных систем и течением постоянных токов по проводникам, позволяющая использовать в вакуумной технике некоторые известные результаты теории постоянных токов. Действительно, как ток, представляющий собой движущиеся электроны, так и поток газа, представляющий собой движущиеся молекулы, не возникают и не исчезают; давление подобно потенциалу изменяется вдоль линии течения непрерывно и монотонно (разность давлений на концах коммуникации иногда называют движущей разностью давлений).

Суммарное сопротивление и суммарная пропускная способность вакуумной коммуникации, состоящей из ряда последовательно и параллельно соединенных элементов, определяются соотношениями:

$$W_{\text{посл}} = \sum W_i; \quad \frac{1}{W_{\text{парал}}} = \sum \frac{1}{W_i}; \quad (2-4)$$

$$\frac{1}{U_{\text{посл}}} = \sum \frac{1}{U_i}; \quad U_{\text{парал}} = \sum U_i. \quad (2-5)$$

Здесь

$W_{\text{посл}}$ и $U_{\text{посл}}$ — результирующие сопротивление и пропускную способность нескольких элементов, соединенных последовательно;

$W_{\text{парал}}$ и $U_{\text{парал}}$ — то же при параллельном соединении нескольких элементов;

W_i и U_i — сопротивление и пропускная способность отдельных элементов.

Рассмотрим течение газа во впускном патрубке насоса. Соотношение (2-1), определяющее поток газа, одинаковый при стационарном режиме для всех сечений вакуумной си-

стемы, для впускного патрубка насоса может быть записано как

$$Q' = p_b S, \quad (2-6)$$

где S — объем газа, входящий за единицу времени в насос при неизменном давлении на входе. Эта величина называется быстрой откачки насоса и играет большую роль при проектировании и эксплуатации вакуумных систем.

Из (2-6) следует:

$$S = \frac{Q'}{p_b}. \quad (2-7)$$

Формулу (2-7) можно применить к любому сечению вакуумной системы; это сечение можно рассматривать как насос для предшествующей части системы.

На практике наибольший интерес представляет так называемая эффективная быстрота откачки (S_3), с которой насос, обладающий быстротой откачки S , откачивает сосуд, присоединенный к насосу через коммуникацию с сопротивлением W . Из (2-1) и (2-3) следует:

$$Q' = Sp_b = S_3 p = U(p - p_b),$$

где p — давление в сосуде. Отсюда

$$\frac{S}{S_3} = \frac{p}{p_b}; \quad S = U \left(\frac{p}{p_b} - 1 \right) = U \frac{S}{S_3} - U,$$

т. е.

$$S + U = \frac{SU}{S_3}.$$

Поделив обе части последнего равенства на SU , получим:

$$\frac{1}{S_3} = \frac{1}{S} + \frac{1}{U}. \quad (2-8)$$

Преобразовав (2-8), получим:

$$S_3 = \frac{SU}{S + U}. \quad (2-9)$$

Влияние пропускной способности коммуникации и быстроты откачки насоса на эффективную быстроту откачки

сосуда можно рассмотреть [Л. 4], поделив числитель и знаменатель формулы (2-9) один раз на U , другой раз на S :

$$S_s = \frac{S}{U + 1}; \quad (2-10)$$

$$S_s = \frac{U}{1 + S}. \quad (2-11)$$

Формула (2-10) свидетельствует о том, что эффективная быстрота откачки сосуда всегда меньше быстроты откачки насоса и что $S_s = S$ только при $U = \infty$, что никогда не достигается. Кроме того, как видно из формулы (2-11), эффективная быстрота откачки не может превысить величину пропускной способности коммуникации. Если $U \gg S$, то из (2-10) видно, что $S_s \approx S$, т. е. эффективная быстрота откачки определяется насосом. Если $U \ll S$, то $S_s \sim U$, т. е. эффективная быстрота откачки определяется коммуникацией. На практике величина U находится обычно между этими пределами.

Быстрота откачки и пропускная способность имеют одну и ту же размерность, обычно л/сек. Не следует забывать, что эти понятия неэквивалентны по смыслу. Пропускная способность представляет собой функцию геометрических размеров коммуникации, рода и режима течения газа, в то время как быстрота откачки характеризует способность системы удалять газ при наличии внешнего источника энергии.

Расчеты, проводящиеся для случаев стационарного течения газа, заключаются либо в определении давлений, устанавливающихся в рассматриваемых сечениях системы, и потока газа через эти сечения, либо в определении размеров вакуумной системы, необходимых для пропускания определенных количеств газа или создания определенных давлений в рассматриваемых сечениях системы. Эти расчеты сводятся к решению уравнения вида

$$Q' = S_i p_i = U(p_1 - p_2) \quad (2-12)$$

для рассматриваемого участка системы.

2-2. КВАЗИСТАЦИОНАРНЫЙ ПРОЦЕСС ВРЕМЯ ОТКАЧКИ

Понятия быстроты откачки, сопротивления и пропускной способности были введены при рассмотрении стационарного процесса откачки, когда поток газа через систему и давление в каждой точке системы остаются неизменными во времени. На практике же при работе вакуумных систем приходится иметь дело с довольно продолжительными периодами нестационарного, неустановившегося течения газов, когда изменяются как давления во всех точках системы, так и поток газа. С изменением давления меняются, вообще говоря, быстрота откачки насосов и пропускная способность вакуумной коммуникации. Строгое рассмотрение задачи об откачке газа из сосуда при нестационарном процессе требует применения специальных методов [Л. 3] и довольно громоздкого математического аппарата. Однако в практике для элементарных расчетов обычно пользуются предположением о квазистационарном процессе откачки, понимая под этим, что процесс, нестационарный для вакуумной системы в целом, в коммуникации мало отличается от стационарного. Это сводится к предположению, что в каждый момент времени соблюдается условие

$$pS_s = U(p - p_v) = p_v S, \quad (2-13)$$

являющееся основой для расчетов. Для большинства вакуумных систем это условие достаточно хорошо соблюдается.

Быстрота откачки в некотором сечении для стационарного процесса была определена как объем газа, проходящий через это сечение в единицу времени, т. е. в виде $S_i = \frac{Q'}{p_i}$. Учитывая, что при нестационарном процессе давление в рассматриваемом сечении может непрерывно изменяться, в литературе часто используют определение быстроты откачки в виде

$$S_i = \frac{dV}{dt}, \quad (2-14)$$

т. е. быстрота откачки определяется как объем газа dV , проходящий через рассматриваемое сечение в течение столь малого промежутка времени dt , что давление не успевает заметно измениться.

Расчеты, проводящиеся для случаев нестационарного процесса, заключаются обычно либо в определении време-

ни, в течение которого в заданной системе достигается определенное давление газа, либо в определении размеров вакуумной системы, позволяющих получить заданное изменение давления в системе за определенный промежуток времени. Эти и подобные им расчеты сводятся к решению так называемого уравнения времени откачки вакуумной системы.

Рассмотрим откачку сосуда объемом V с эффективной быстротой откачки S_9 . Пренебрегая величиной остаточного давления насоса и считая натекание и газоотделение отсутствующими, определяем количество удаляемого из сосуда в единицу времени газа аналогично (2-1) как $Q' = pS_9$.

Поскольку

$$Q' = -\frac{d}{dt}(pV) = -V\frac{dp}{dt},$$

то, подставляя сюда значение $Q' = pS_9$, получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dp}{p} = -\frac{S_9}{V} dt, \quad (2-15)$$

которое имеет решение в виде

$$p = p_1 e^{-\frac{S_9}{V} t}, \quad (2-16)$$

где p — давление в сосуде объемом V в момент времени t ;
или p_1 — давление в сосуде в момент времени $t = 0$,

$$t = \frac{V}{S_9} \ln \frac{p_1}{p} = 2,3 \frac{V}{S_9} \lg \frac{p_1}{p}, \quad (2-17)$$

которое называется уравнением времени откачки вакуумной системы. Оно определяет время t , необходимое для понижения давления в сосуде объемом V от p_1 до p при эффективной скорости откачки S_9 .

Из (2-17) определяем, что давление уменьшается вдвое за время

$$t_{1/2} = 0,69 \frac{V}{S_9} \approx \frac{2}{3} \cdot \frac{V}{S_9}, \quad (2-18)$$

достигает $\frac{1}{4} p_1$ за время $2t_{1/2}$, $\frac{1}{8} p_1$ — за время $3t_{1/2}$ и т. д., т. е.

$$p = \frac{1}{2^n} p_1 \text{ в момент времени } t = nt_{1/2}. \quad (2-19)$$

Кроме (2-18), часто пользуются для этой же цели соотношением, выражающим время падения давления на порядок, т. е. в 10 раз:

$$t_{1/10} = 2,3 \frac{V}{S_9}, \quad (2-20)$$

откуда по аналогии с (2-19) можно видеть, что давление

$$p = \frac{1}{10^n} p_1 \text{ в момент времени } t = nt_{1/10}. \quad (2-21)$$

Для пользования уравнением времени откачки (2-17) и следующими из него соотношениями (2-18) — (2-21) необходимо, чтобы за рассматриваемый промежуток времени не изменялась эффективная быстрота откачки S_9 . Однако с изменением давления быстрота откачки насоса и пропускная способность коммуникации, вообще говоря, изменяются, что ведет к изменению эффективной скорости откачки S_9 . Поэтому в уравнение времени откачки подставляют среднее за рассматриваемый промежуток времени значение S_9 либо рассматриваемый промежуток времени (или давлений, смотря по задаче) разбивают на ряд последовательных интервалов, в которых быстрота откачки может считаться неизменной. Кроме того, уравнение (2-17) применимо только тогда, когда давление в системе значительно больше предельного, т. е. того наименьшего давления $p_{\text{мин}}$, которое может быть достигнуто в системе. Наличие предельного давления обуславливается натеканием или газоотделением в насосе или в другой части системы.

В этом случае дифференциальное уравнение (2-15) принимает вид

$$\frac{dp}{p - p_{\text{мин}}} = -\frac{S_9}{V} dt \quad (2-22)$$

и его решением будет

$$p - p_{\text{мин}} = (p_1 - p_{\text{мин}}) e^{-\frac{S_9}{V} t}. \quad (2-23)$$

Преобразуя (2-23) и учитывая, что обычно $p_1 \gg p_{\text{мин}}$, получим:

$$t = \frac{1}{S_0} \ln \frac{p_1}{p - p_{\text{мин}}} = 2,3 \frac{V}{S_0} \lg \frac{p_1}{p - p_{\text{мин}}}. \quad (2-24)$$

Уравнение (2-23) показывает, что в процессе откачки давление в системе приближается к своему предельному значению по экспоненциальному закону. На рис. 2-2 показан характерный вид кривой изменения давления в процессе откачки.

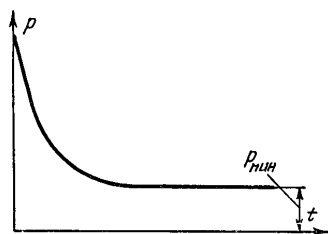


Рис. 2-2. Изменение давления в откачиваемом сосуде во времени («кривая откачки»).

Подобные кривые часто называют «кривыми откачки». По мере приближения к предельному давлению и при наличии газо- и паровыделения в откачиваемом сосуде расчетные кривые могут значительно отличаться от полученных путем измерений.

В практике для определения продолжительности откачки обычных вакуумных установок от 760 до 1 мм рт. ст. насосами с масляным уплотнением часто пользуются приближенной формулой

$$t_{760-1} \approx 8 \frac{V}{S}, \quad (2-25)$$

где S — быстрота откачки насоса с масляным уплотнением,

2-3. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ

Рассмотрим поведение газа в трубопроводе в процессе откачки вакуумной системы от атмосферного давления до высокого вакуума. В начале откачки, когда давление газа и его скорость достаточно велики, в трубопроводе обычно наблюдается турбулентный режим течения газа. При этом линии тока не являются прямыми; они образуют винтообразные линии, завихриваются, появляются и исчезают; скорость и давление в любой точке трубопровода не остаются постоянными во времени, а сильно колеблются около своих средних значений.

При дальнейшем понижении давления картина потока изменяется. Линии тока становятся в прямых участках

трубопровода прямыми, а в изгибах и коленах — плавно изгибающимися кривыми. Перемешивания линий тока не происходит, скорость и давление газа постоянны во времени во всех точках трубопровода. В любом поперечном сечении можно наблюдать параболическое распределение скоростей: у стенок газ практически покоится, по мере удаления от них скорость возрастает, что связано с относительным скольжением слоев газа друг относительно друга. Наибольшая скорость достигается в центре сечения трубопровода.

Такова картина ламинарного режима течения. Поскольку внутреннее трение, а следовательно, и вязкость, имеют решающее значение при ламинарном течении¹, такой режим течения газа называют в вакуумной технике вязкостным режимом, а поток — вязкостным потоком. При вязкостном потоке средняя длина свободного пути молекул очень мала по сравнению с диаметром трубопровода ($\lambda \ll d$). Поскольку у стенок газ практически покоится, играет роль только внутреннее трение газа; величина потока определяется формой и размерами трубопровода, а шероховатость стенок на потоке практически не сказывается.

При дальнейшем уменьшении давления, когда средняя длина свободного пути λ становится сравнимой с диаметром трубопровода d , явления внутреннего трения исчезают, поскольку молекулы гораздо чаще сталкиваются со стенками, чем между собой, и природа потока снова изменяется. При достаточно низком давлении, когда молекулы передвигаются вдоль трубопровода независимо друг от друга, поток называют «молекулярным» (молекулярный режим течения). Природа молекулярного потока коренным образом отлична от природы вязкостного потока. Рассмотрим рис. 2-3, где показан трубопровод длиной l и диаметром d , соединяющий два больших сосуда с давлениями p_1 и p_2 . Если давления p_1 и p_2 (пусть $p_1 > p_2$) настолько

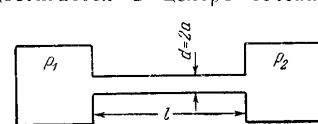


Рис. 2-3. Трубопровод между двумя сосудами

¹ В некоторых курсах вакуумной техники рассматривается еще случай, когда при ламинарном течении наряду с вязкостью играют роль инерционные силы в движущемся газе (инерционно-вязкостный режим течения). Однако при давлениях ниже 1 мм рт. ст. этот режим редко имеет место в вакуумных системах

малы, что $\lambda_1 \gg d$, то количество молекул, попадающих из области p_1 в область p_2 , зависит лишь от размеров трубопровода, а не от давления p_2 , поскольку межмолекулярные столкновения отсутствуют. Аналогично этому поток из области p_2 в область p_1 зависит только от p_2 и не зависит от p_1 .

Таким образом, при $\lambda \gg d$ в трубопроводе существуют два противоположных потока, причем результирующий поток пропорционален разности давлений ($p_1 - p_2$).

Большое значение при молекулярном потоке имеет характер отражения молекул от стенок трубопровода. Для обычно применяемых поверхностей экспериментально показано, что отражение молекул от этих поверхностей существенно диффузное, т. е. угол отражения не зависит от угла падения, и молекула, попавшая на стенку, может равновероятно отразиться в любом направлении, в том числе и обратно. Поэтому молекулярный поток рассматривается методами теории вероятности с учетом геометрии элементов коммуникации, и можно получить аналитическое выражение молекулярного потока при наличии переменных сечений в коммуникации, чего нельзя сделать без затруднений для вязкостного потока.

Переход от вязкостного потока к молекулярному происходит не мгновенно; при этом переходе давление изменяется примерно в 50 раз. В этой области давлений осуществляется переходный вязкостно-молекулярный поток, сущность которого не требует специальных пояснений.

Критерием перехода от турбулентного потока к ламинарному является величина числа Рейнольдса Re , определяемого соотношением

$$Re = \frac{d\omega\rho}{\eta}, \quad (2-26)$$

где d — диаметр трубопровода;
 ω — скорость газа;
 ρ — плотность газа;
 η — вязкость газа.

Поскольку Re является безразмерной величиной, для его определения может быть использована любая система единиц. Общепринятым правилом является следующее:

$$\left. \begin{array}{l} \text{если } Re > 2200, \dots \text{поток турбулентный;} \\ \text{если } Re < 1200, \dots \text{поток ламинарный;} \end{array} \right\} \quad (2-27)$$

если $1200 < Re < 2200$, поток может быть либо ламинарным, либо турбулентным в зависимости от условий течения. Поскольку в обычных вакуумных коммуникациях никогда преднамеренно не создается специальных условий для спокойного течения газа, следует считать, что поток становится ламинарным не раньше, чем Re уменьшится до значения 1200.

Из уравнения состояния можно определить, что $\rho = \frac{mp}{kT}$. Скорость потока можно получить, поделив объем газа, протекающего в 1 сек через рассматриваемое сечение (т. е. быстроту откачки в этом сечении), на площадь сечения. Таким образом, для круглого трубопровода диаметром d

$$\omega = \frac{S_i}{F} = \frac{p_i}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4Q'}{\pi d^2 p_i}$$

и

$$Re = \frac{d4Q'}{\eta\pi d^2 p_i} \cdot \frac{m p_i}{kT} = \frac{4m}{\pi k l \eta} \cdot \frac{Q'}{d}, \quad (2-28)$$

где k — постоянная Больцмана;
 m — масса молекулы газа;
 T — абсолютная температура;
 η — вязкость газа.

Для воздуха при 20°С (2-27) принимает вид

$$Re = 89 \frac{Q'}{d}, \quad (2-28')$$

где Q' — поток газа, л·мкрт.ст./сек;
 d — диаметр трубопровода, см.

Следовательно, учитывая (2-27) получим для воздуха при 20°С следующее правило:

$$\left. \begin{array}{l} \text{если } Q' (\text{л} \cdot \text{мкрт.ст.}/\text{сек}) > 2 \cdot 10^5 d (\text{см}), \dots \text{поток} \\ \text{турбулентный;} \\ \text{если } Q' (\text{л} \cdot \text{мкрт.ст.}/\text{сек}) < 2 \cdot 10^5 d (\text{см}), \dots \text{поток} \\ \text{ламинарный.} \end{array} \right\} \quad (2-29)$$

Поскольку мы оговорили, что ламинарный поток будет считаться вязкостным и инерционные силы не будут при-

ниматься во внимание, то условие (2-29) следует считать условием перехода к вязкостному потоку. Следует обратить внимание, что переход от турбулентного потока к вязкостному зависит от величины потока Q' , т. е. от произведения давления на быстроту откачки в рассматриваемом сечении, но не от этих величин в отдельности.

Переход от вязкостного потока к молекулярному зависит только от давления в трубопроводе. Условие перехода¹ от вязкостного потока к молекулярному для круглого трубопровода, среднее давление в котором равно p , выражается следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{если } \bar{p}d > 500 \text{ мк рт. ст.} \times \text{см, — поток вязкостный;} \\ \text{если } \bar{p}d < 15 \text{ мк рт. ст.} \times \text{см, — поток молекулярный;} \end{aligned} \right\} (2-30)$$

если $15 < \bar{p}d < 500 \text{ мк рт. ст.} \times \text{см}$, поток имеет промежуточный вязкостно-молекулярный характер. Здесь \bar{p} — в микронах ртутного столба; d — в сантиметрах.

Поскольку для воздуха при 20°C средняя длина свободного пути $\lambda_{\text{см}} \approx \frac{5}{p_{\text{мк рт. ст.}}}$, условие (2-30) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} \text{если } \lambda < \frac{d}{100}, \text{ — поток вязкостный;} \\ \text{если } \lambda > \frac{d}{3}, \text{ — поток молекулярный;} \end{aligned} \right\} (2-31)$$

где λ и d выражены в любых одинаковых единицах.

Условиями (2-30) и (2-31) можно пользоваться и для трубопроводов некруговых форм, рассматривая d как наименьший размер поперечного сечения трубопровода.

В оставшейся части главы будут приведены формулы для определения пропускной способности диафрагм и трубопроводов для вязкостного, вязкостно-молекулярного и молекулярного режимов течения газов. Турбулентный режим, как правило, не является определяющим при расчете вакуумной коммуникации, так же как и инерционно-вязкостный.

2.4. ПОТОК ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ДИАФРАГМЫ

Под диафрагмой понимается обычно отверстие, протяженность которого меньше диаметра. На рис. 2-4 показаны две области, заполненные газом с давлениями p_1 и

p_2 ($p_1 > p_2$) и соединенные малым (по сравнению с размерами стенки, разграничивающей эти области) отверстием площадью F . При высоких давлениях, когда $\lambda \ll d$, в газе, текущем из p_1 по направлению к диафрагме, образуются линии тока и истечение происходит струей.

По мере уменьшения давления p_2 количество протекающего через диафрагму газа (при неизменном давлении p_1) и скорость потока в области p_2 увеличиваются до тех пор, пока отношение давлений p_2/p_1 не достигает так называемого критического значения. При этом значении скорость потока через диафрагму достигает местной скорости звука и при дальнейшем уменьшении давления p_2 увеличения скорости (а, следовательно, и потока) не происходит.

В области выше критического значения p_2/p_1 поток газа определяется выражением

$$Q' = F\psi \sqrt{2 \frac{p_1}{v_1}} \quad [г/сек], \quad (2-32)$$

где

$$\psi = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{x}} \sqrt{\frac{x}{x-1} \left| 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{x-1}{x}} \right|}. \quad (2-33)$$

Здесь F — площадь диафрагмы, $см^2$;

$x = \frac{c_p}{c_v}$ — отношение удельных теплоемкостей газа;

v_1 — удельный объем газа в области p_1 , $см^3/г$.

Функцию ψ часто называют функцией истечения; график этой функции показан на рис. 2-5 и может быть использован для расчетов ($Q' \sim \psi$ при постоянных p_1, p_2 и F).

Обозначив $\frac{p_2}{p_1} = r \ll 1$ и преобразуя (2-32), получим:

$$Q' = r^{\frac{1}{x}} \sqrt{\frac{2x}{x-1} \cdot \frac{RT_1}{M} \left[1 - r^{\frac{x-1}{x}} \right]} p_1 F, \quad (2-34)$$

где T_1 — абсолютная температура в области p_1 .

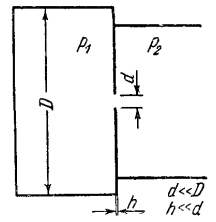


Рис. 2-4. Малая диафрагма.

¹ См § 2-8.

Для потока воздуха при комнатной температуре ($\kappa = 1,4$; $T = 293^\circ K$) получим:

$$Q' = 76,6 r^{0,712} \sqrt{1 - r^{0,288}} p_1 F [\text{л} \cdot \text{мк рт. ст.} / \text{сек}], \quad (2-35)$$

где p_1 — в микронах ртутного столба; F — площадь диафрагмы в квадратных сантиметрах; $r = \frac{p_2}{p_1}$. Дифференцируя Q' по r , находим, что поток достигает максимума при критическом отношении давлений:

$$r_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,525 \text{ для воздуха}; \quad (2-36)$$

при дальнейшем уменьшении r поток остается неизменным, о чем можно судить по виду графика функции истечения

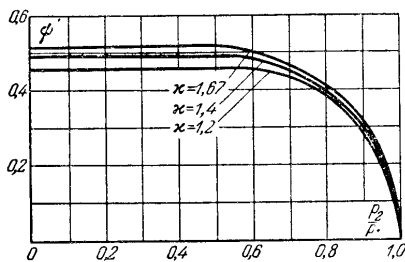


Рис. 2-5. График функции истечения.

(рис.2-5). Для определения сопротивления и пропускной способности диафрагмы по воздуху можно пользоваться соотношениями

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{1}{W} = \frac{Q'}{p_1 - p_2} = \\ &= 76,6 r^{0,712} \sqrt{1 - r^{0,288}} \frac{F}{1 - r} [\text{л/сек}] \text{ при } r \geq 0,525; \\ U &\approx 20 \frac{F}{1 - r} [\text{л/сек}] \text{ при } r \leq 0,525; \\ U &\approx 20 F [\text{л/сек}] \text{ при } r \leq 0,1. \end{aligned} \right\} (2-37)$$

32

Таким образом, только при $p_2 \leq 0,1 p_1$ пропускная способность диафрагмы при вязкостном режиме течения может считаться независимой от обоих давлений и их отношения и может быть удобно использована при расчете вакуумной системы. Если же $p_2 > 0,1 p_1$, то пропускная способность диафрагмы является довольно сложной функцией отношения давлений.

С точки зрения области p_1 рассматриваемая диафрагма обладает быстротой откачки

$$\left. \begin{aligned} S &= \frac{Q'}{p_1} = U(1 - r) = \\ &= 76,6 r^{0,712} \sqrt{1 - r^{0,288}} F [\text{л/сек}] \text{ при } r \geq 0,525; \\ S &\approx 20 F [\text{л/сек}] \text{ при } r \leq 0,525. \end{aligned} \right\} (2-38)$$

Таким образом, только при отношении давлений ниже критического быстрота откачки диафрагмы принимает постоянное значение, не зависящее от давлений и их отношения; в области же $r > 0,525$ быстрота откачки диафрагмы является довольно сложной функцией отношения давлений. Значения U и S на 1 см^2 площади диафрагмы приведены в табл. 2-1, откуда можно видеть, насколько разнятся пропускная способность и быстрота откачки диафрагм.

Полученные выводы справедливы только для малых тонких диафрагм с острыми кромками при вязкостном режиме течения, т.е. при высоких давлениях, когда образуются линии тока (средняя длина свободного пути молекул гораздо меньше размеров диафрагмы). При дальнейшем понижении давления линии тока перестают образовываться, молекулы движутся в диафрагме без столкновений между собой (молекулярный режим). В этом случае поток газа через малую диафрагму из области p_1 определяется количеством моле-

Таблица 2-1
Пропускная способность U и быстрота откачки S диафрагмы¹ при высоких давлениях [Л. 5]

$r = \frac{p_2}{p_1}$	$U = Q'/(p_1 - p_2),$ л/сек·см ²	$S = U(1 - r),$ л/сек·см ²
1,0	с ₀	0
0,9	123	12
0,8	80	16
0,7	62	19
0,6	49	20
0,525	42	20
0,5	40	20
0,3	29	20
0,1	22	20
0,03	20	20

¹ Чтобы получить значения для диафрагмы заданной площади, нужно U и S умножить на эту площадь в квадратных сантиметрах. Величины приведены для воздуха при $20^\circ C$

кул, падающих на нее в единицу времени (1-18), и равен

$$Q'_1 = 3,64 \sqrt{\frac{T}{M}} p_1 F [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}]. \quad (2-39)$$

Поскольку межмолекулярные столкновения отсутствуют, то из области p_2 в область p_1 существует независимый поток газа, определяемый аналогичным соотношением:

$$Q'_2 = 3,64 \sqrt{\frac{T}{M}} p_2 F [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}]. \quad (2-39')$$

Результирующий поток равен разности потоков из областей p_1 и p_2 :

$$Q' = 3,64 \sqrt{\frac{T}{M}} (p_1 - p_2) F [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}], \quad (2-40)$$

где p_1, p_2 — в микронах ртутного столба; F — в квадратных сантиметрах.

Для воздуха при 20°C

$$Q' = 11,6 F (p_1 - p_2) [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}]. \quad (2-41)$$

Тогда для пропускной способности и сопротивления малой диафрагмы при молекулярном режиме течения получается соотношение

$$U = \frac{1}{W} = \frac{Q'}{p_1 - p_2} = 3,64 F \sqrt{\frac{T}{M}} [\text{л} / \text{сек}] \quad (2-42)$$

и для воздуха при 20°C

$$U = \frac{1}{W} = 11,6 F [\text{л} / \text{сек}]. \quad (2-42')$$

Из (2-42) видно, что U и W при молекулярном режиме течения не зависят от давления.

Быстрота откачки диафрагмы из области p_1 ($p_1 > p_2$)

$$S = \frac{Q'}{p_1} = U \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) = 3,64 F \sqrt{\frac{T}{M}} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) [\text{л} / \text{сек}]. \quad (2-43)$$

Для воздуха при 20°C быстрота откачки малой диафрагмы при молекулярном режиме течения

$$S = 11,6 F \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) [\text{л} / \text{сек}]. \quad (2-44)$$

Если $p_2 \leq 0,1 p_1$ можно пользоваться упрощенным соотношением

$$S \approx U = 3,64 F \sqrt{\frac{T}{M}} [\text{л} / \text{сек}]. \quad (2-45)$$

Отметим, что при молекулярном режиме наибольшая быстрота откачки малой диафрагмы по воздуху достигает на 1 см^2 лишь $11,6 \text{ л} / \text{см}^2 \text{ сек}$, тогда как для вязкостного режима было получено значение $\sim 20 \text{ л} / \text{см}^2 \text{ сек}$, т. е. почти в 2 раза большее.

2-5. ПОТОК ЧЕРЕЗ БОЛЬШИЕ ДИАФРАГМЫ [Л. 5]

«Большой» диафрагмой называется диафрагма, сравнивая с поперечными размерами сосуда, из которого выводится газ через эту диафрагму. На рис. 2-6 показаны два

больших сосуда, соединенные трубкой сечением F_0 с диафрагмой сечением F . Как сечение трубки F_0 , так и сечение диафрагмы F малы по сравнению с поперечными размерами сосуда, но сечение диафрагмы F сравнимо с сечением трубки F_0 , т. е. F нужно рассматривать как большую диафрагму, приближаясь слева, и как малую диафрагму, приближаясь справа. При течении газа слева направо общее сопротивление коммуникации, равное сумме сопротивлений ее последовательно соединенных элементов, будет

$$W = W_{F_0} + W_l + W_{6,д},$$

где W_{F_0} — сопротивление малой диафрагмы;

W_l — сопротивление трубки длиной l ;

$W_{6,д}$ — сопротивление большой (при течении газа слева направо) диафрагмы.

При течении газа справа налево общее сопротивление коммуникации будет

$$W = W_F + W_l,$$

где W_F — сопротивление малой (при течении справа налево) диафрагмы.

При молекулярном режиме течения пропускная способность слева направо должна быть равна пропускной способности справа налево, так как в этом случае поток с любой стороны равен пропускной способности, умноженной на давление на этой стороне. Потoki с обеих сторон независимы, так что если бы пропускная способность слева направо отличалась от пропускной способности справа налево, то при отсутствии разности давлений возникал бы поток газа, что невозможно. Следовательно,

$$\left. \begin{aligned} W_{F_0} + W_l + W_{6.д} &= W_F + W_l; \\ W_{6.д} &= W_F - W_{F_0} = W_F \left(1 - \frac{F}{F_0}\right); \\ U_{6.д} &= \frac{1}{W_{6.д}} = U_F \frac{F_0}{F_0 - F}. \end{aligned} \right\} \quad (2-46)$$

Применяя (2-46) для определения пропускной способности и скорости откачки аналогично выражениям (2-42) (2-43), получим для воздуха при 20°С:

$$U_{6.д} = \frac{1}{W_{6.д}} = \frac{11,6 F}{\left(1 - \frac{F}{F_0}\right)} [\text{л/сек}], \quad (2-47)$$

и

$$S_{6.д} = U_{6.д} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) = 11,6 F \frac{1 - \frac{p_2}{p_1}}{1 - \frac{F}{F_0}} [\text{л/сек}]. \quad (2-48)$$

Полученные соотношения уточняют выражения (2-42) и (2-43) для пропускной способности и скорости откачки диафрагм при молекулярном течении, полученные в § 2-4. Если $F \ll F_0$, то (2-47) сводится к (2-42) и (2-48) — к (2-43); если же $F = F_0$, то пропускная способность диафрагмы $U = \infty$, как это и должно быть.

Соотношения (2-46) — (2-48) были получены только для молекулярного течения, когда результирующий поток равен сумме двух независимых противоположных потоков. При вязкостном течении, когда существует только поток в направлении отрицательного градиента давления, соотношения, положенные в основу вывода соотношения (2-46), не могут быть использованы. Однако и для вязкостного потока поправочный множитель $\frac{1}{1 - \frac{F}{F_0}}$ дает правильные ре-

зультаты в обоих предельных случаях ($F \ll F_0$ и $F = F_0$), в чем нетрудно убедиться простой подстановкой этого множителя в выражения (2-37) и (2-38) для пропускной способности и скорости откачки диафрагмы при вязкостном течении и положить сперва $F \ll F_0$, а затем $F = F_0$. Поэтому поправку $\frac{1}{1 - \frac{F}{F_0}}$ следует, по-видимому, приме-

нять также и к области вязкостного течения газов через диафрагмы.

2-6. ВЯЗКОСТНОЕ ТЕЧЕНИЕ ПО ТРУБАМ

Подсчет количества газа, протекающего по круглой трубе, при вязкостном режиме, подчиняющемся закону Пуазейля¹, приводит к соотношению

$$Q' = \frac{5,236 \cdot 10^4}{\eta} \cdot \frac{a^4}{l} \bar{p} (p_1 - p_2) [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст./сек}], \quad (2-49)$$

где η — коэффициент вязкости газа, *пз*;
 a — радиус трубы, *см*;
 l — длина трубы, *см*;
 p_1, p_2 — давления на концах трубы, *мм рт. ст.*;
 $\bar{p} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ — среднее давление в трубе.

Для воздуха при 20°С выражение (2-49) имеет вид

$$Q' = 2,93 \frac{a^4}{l} \bar{p} (p_1 - p_2) [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст./сек}]. \quad (2-49')$$

Из (2-49) пропускная способность трубы определяется как

$$U = \frac{Q'}{p_1 - p_2} = \frac{5,236 \cdot 10^4}{\eta} \cdot \frac{a^4}{l} \bar{p} [\text{л/сек}], \quad (2-50)$$

и для воздуха при 20°С

$$U = 2,93 \frac{a^4}{l} \bar{p} [\text{л/сек}]. \quad (2-51)$$

Условие применимости этих соотношений является равенство нулю скорости газа непосредственно у стенок, что имеет место при достаточно высоких давлениях, когда $\lambda < \frac{2a}{100}$. Кроме того, эти соотношения применимы только

¹ Вязкостное течение иногда называют течением Пуазейля.

для длинных труб, пропускная способность которых мала по сравнению с пропускной способностью конца, представляющего собой входную диафрагму. Для коротких труб, если пропускная способность трубы сравнима по величине с пропускной способностью входной диафрагмы, полную пропускную способность можно вычислить по соотношению

$$\frac{1}{U_{\text{полн}}} = \frac{1}{U_d} + \frac{1}{U_T} = W_{\text{полн}} = W_d + W_T,$$

где U_d и W_d — пропускная способность и сопротивление входной диафрагмы;

U_T и W_T — пропускная способность [по (2-50)] и сопротивление собственно трубы.

На рис. 2-7 показаны [Л.6] графики пропускной способности круглых трубопроводов различных диаметров d в зависимости от отношения $\frac{l}{d}$, построенные для воздуха при 20°C по формуле (2-51). Для каждого диаметра значение среднего давления \bar{p} выбрано таким, что $\bar{p}d = 500 \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} \cdot \text{см}$, т. е. $\lambda = \frac{d}{100}$, что, как указано выше, является нижней границей вязкостного потока. Поскольку на графике приведены значения пропускных способностей при $\frac{d}{\lambda} = 100$, то для получения пропускных способностей этих же труб при значениях $\frac{d}{\lambda} > 100$ следует умножить полученные из рис. 2-7 значения на $\frac{1}{100} \cdot \frac{d}{\lambda}$, так как пропускная способность прямо пропорциональна среднему давлению \bar{p} и, следовательно, обратно пропорциональна средней длине свободного пути λ .

Как было показано выше, пропускная способность диафрагмы при вязкостном течении зависит от отношения давлений $r = \frac{p_2}{p_1}$. Поэтому для очень коротких труб при вязкостном режиме пропускная способность зависит не только от среднего давления $\bar{p} = \frac{p_1 + p_2}{2}$, но и от отношения давлений p_2/p_1 , что формулой (2-50) не учитывается. На рис. 2-8 а, б, и в приведены [Л. 5] значения пропускной способности круглых трубопроводов различных ди-

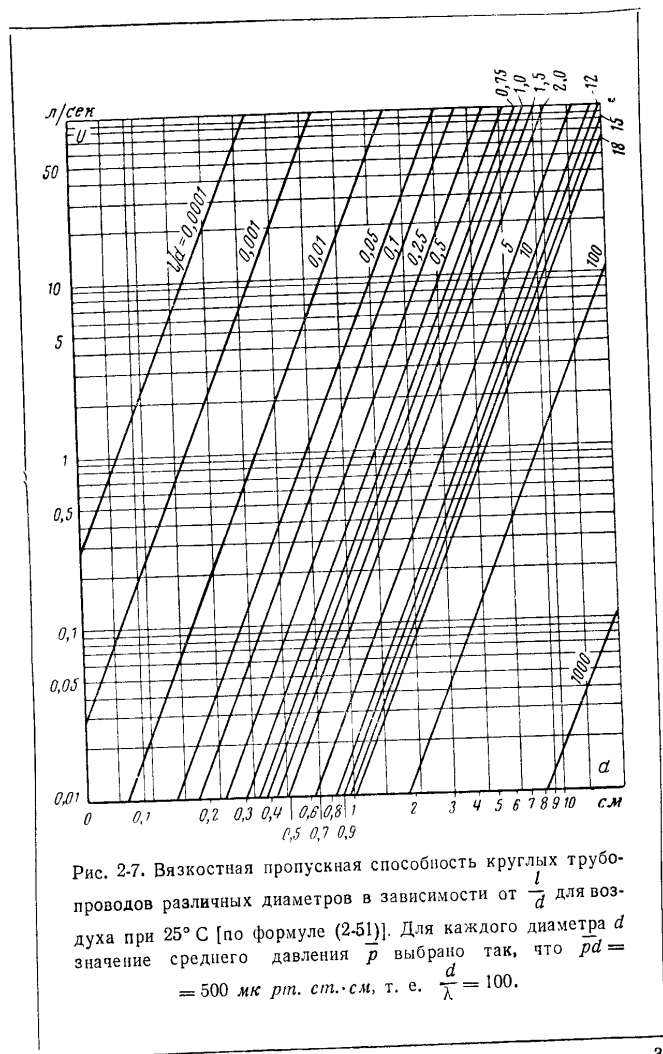


Рис. 2-7. Вязкостная пропускная способность круглых трубопроводов различных диаметров в зависимости от $\frac{l}{d}$ для воздуха при 25°C [по формуле (2-51)]. Для каждого диаметра d значение среднего давления \bar{p} выбрано так, что $\bar{p}d = 500 \text{ мм рт. ст.} \cdot \text{см}$, т. е. $\frac{d}{\lambda} = 100$.

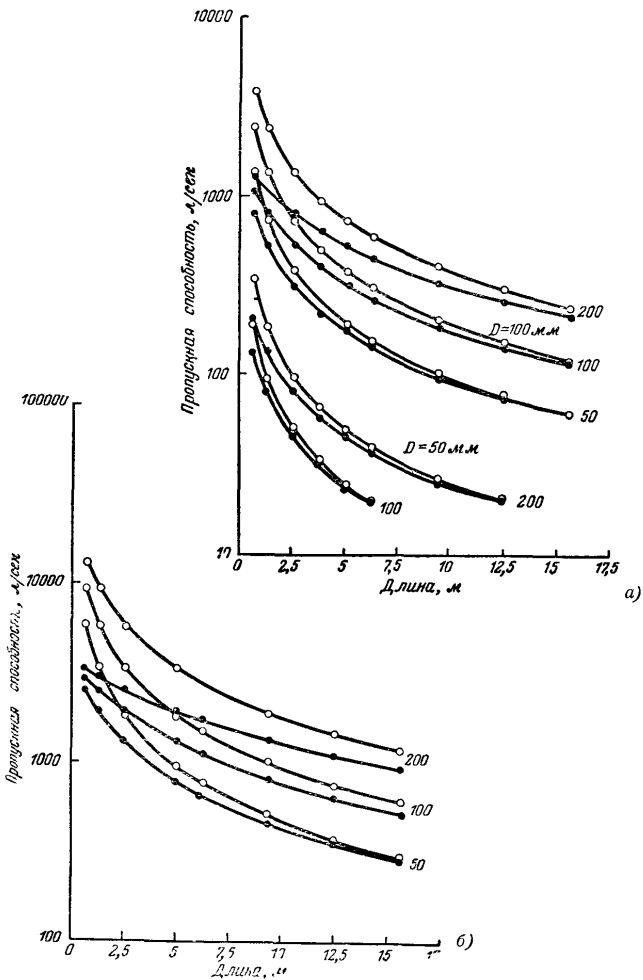
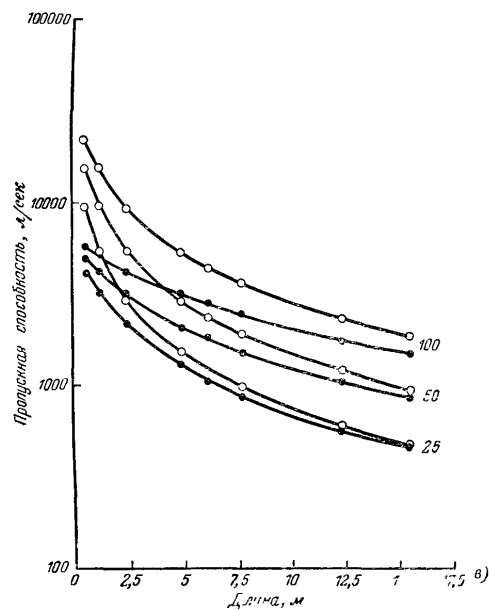


Рис. 2-8. Вязкостная пропускная способность круглого трубопровода. Светлые кружки относятся к $r=0,9$, черные к $r=1$. Цифры а — диаметры трубопроводов 50 и 100 мм, б — диаметр

аметров в зависимости от длины по воздуху при 20°C для двух различных отношений $r = \frac{p_2}{p_1}$, а именно 0,9 и 0,1; однако для каждой кривой среднее давление \bar{p} выбрано таким, что $\bar{p}d \geq 500$. Из этих рисунков видно, что для одних и тех же трубопроводов при одних и тех же средних давлениях наблюдается некоторое расхождение в пропускных способностях при $r=0,9$ и $r=0,1$ ($U_{r=0,9} > U_{r=0,1}$), особенно заметное для коротких трубопроводов (с малым отношением $\frac{l}{d}$). Таким образом, использование соотношения (2-50) или построенного по нему графика, показанного на рис. 2-7, может повести к ошибкам при расчете пропускной способности коротких труб. Однако при вяз-



вода для воздуха при 20°C и различных средних давлениях. в кривых означают среднее давление в микрозах ртутного столба трубопровода 150 мм, в — диаметр трубопровода 200 мм.

костном течении в обычной вакуумной коммуникации перепад давлений на концах трубопроводов бывает обычно небольшим и отношение давлений $r = \frac{p_2}{p_1}$ близко к 1, по-

этому пропускная способность входной диафрагмы трубопровода весьма велика (см. табл. 2-1) и может не приниматься во внимание, т. е. формула (2-50) дает для прак-

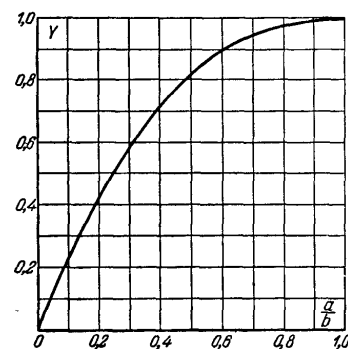


Рис. 2-9. Поправочный коэффициент к формуле (2-52) для вязкостного течения воздуха при 20°С через трубопровод прямоугольного сечения.

тических целей вполне удовлетворительные по точности результаты.

Следует иметь в виду, что формулы для вязкостного режима течения газа по трубам справедливы, если среднее давление в трубе значительно больше разности давлений на концах трубы, т. е. когда отношение давлений на концах близко к единице.

О пропускной способности трубопроводов некруглых форм имеется относительно мало данных. Для вязкостного течения воздуха при 20°С через трубопровод с прямоугольным сечением можно пользоваться формулой [Л.5]

$$U = 0,26 Y \frac{a^2 b^2}{l} \bar{p} \quad [\text{л/сек}], \quad (2-52)$$

где a, b и l — размеры сторон и длина трубопровода, см;
 \bar{p} — среднее давление в трубопроводе, мм рт. ст.;

$Y = Y\left(\frac{a}{b}\right)$ — коэффициент, определяемый по графику на рис. 2-9.

По виду графика коэффициента Y (рис. 2-9) можно заключить, что наибольшей пропускной способностью при заданной площади поперечного сечения обладает квадратный трубопровод ($a=b$) и что пропускная способность

заметно убывает по мере удаления формы прямоугольного трубопровода от квадратной.

Значения пропускных способностей для других газов при вязкостном течении можно получить, умножая значение пропускной способности для воздуха, найденное, например, по графику на рис. 2-7, на отношение $\frac{\eta_{\text{возд}}}{\eta_{\text{газ}}}$ (значения коэффициентов вязкости приведены в приложении 1).

Так получается

$$\left. \begin{aligned} U_{\text{Ne}} &= 0,53 U_{\text{возд}} \\ U_{\text{He}} &= 0,93 U_{\text{возд}} \\ U_{\text{N}_2} &= 1,04 U_{\text{возд}} \\ U_{\text{H}_2\text{O пар}} &= 1,9 U_{\text{возд}} \\ U_{\text{H}_2} &= 2,1 U_{\text{возд}} \end{aligned} \right\} \text{при том же среднем давлении } \bar{p} \text{ в трубопроводе.}$$

Таким образом, при вязкостном течении пропускная способность для неона почти вдвое меньше, для гелия и азота — почти равна, для водяных паров и водорода — почти вдвое больше пропускной способности для воздуха.

2-7. МОЛЕКУЛЯРНОЕ ТЕЧЕНИЕ ПО ТРУБАМ

Количество газа, протекающего за 1 сек при молекулярном¹ течении через диафрагму между двумя областями p_1 и p_2 , было определено в § 2-4 как

$$Q' = 3,64 \sqrt{\frac{T}{M}} (p_1 - p_2) F \left[\frac{\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.}}{\text{сек}} \right]. \quad (2-40)$$

Рассмотрим две большие области с давлениями p_1 и p_2 (рис. 2-10), соединенные трубопроводом длиной l с площадью поперечного сечения F и периметром поперечного сечения B , причем средняя длина свободного пути молекул значительно больше размеров поперечного сечения трубопровода. Количество газа, попадающего из области p_1 в трубопровод в 1 сек, в этом случае также определяется размерами поперечного сечения входной диафрагмы, но

¹ Молекулярное течение иногда называют течением Кнудсена, который получил основные закономерности этого течения.

Благодаря тому, что отражение молекул от стенок имеет существенно диффузный характер, часть столкнувшихся со стенками трубопровода молекул отразится обратно в область p_1 . То же самое будет происходить и со стороны области p_2 . Очевидно, что

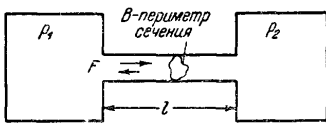


Рис. 2-10. Молекулярный поток через трубопровод.

доля отраженных обратно молекул будет тем меньше, чем больше площадь поперечного сечения F и чем меньше площадь стенок трубопровода Vl . Для длинной трубы, у которой пропускная способность мала по сравнению с пропускной способностью входной диафрагмы, при постоянных по длине площади поперечного сечения F и периметре сечения V была получена формула для пропускной способности:

$$U_T = C 14,55 \sqrt{\frac{T}{M}} \frac{F^2}{Vl} [\text{л/сек}], \quad (2-53)$$

где C — постоянный множитель, зависящий от формы трубопровода.

Для цилиндрической трубы радиусом a (см) и длиной l (см) $C=1$ и

$$U_T = 30,5 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}} [\text{л/сек}]. \quad (2-54)$$

Условие применимости формулы (2-54) является $\frac{l}{a} > 100$.

Для воздуха при 20°C $\sqrt{\frac{T}{M}} = 3,2$ и

$$U_T = 12,1 \frac{d^3}{l} [\text{л/сек}]. \quad (2-54')$$

Значения пропускных способностей при молекулярном течении как для диафрагмы (2-42), так и для труб с любым поперечным сечением (2-53) не зависят от давления и легко используются в расчетах.

Для коротких трубопроводов, у которых пропускная способность трубы сравнима по величине с пропускной способностью входной диафрагмы, необходимо учитывать последнюю обычным способом:

$$\frac{1}{U_{\text{полн}}} = \frac{1}{U_T} + \frac{1}{U_d}.$$

С точки зрения кинетической теории газов этот способ несколько неточен, но для практики он дает вполне приемлемые по точности результаты. При этом для сопротивления труб при молекулярном режиме течения принимают исправленное выражение [Л 7]:

$$W_{\text{полн}} = \frac{1}{U_{\text{полн}}} = \left(\frac{2,394 l}{d^3} + \frac{3,184}{d^2} \right) \sqrt{\frac{M}{R_T}} [\text{сек/см}^3], \quad (2-55)$$

где $R = 8,315 \cdot 10^7$ — газовая постоянная, эрг/моль·град;
 $d = 2a$ — диаметр трубы, см.

На рис. 2-11 приведены графики значений пропускных способностей круглых труб, построенные для воздуха по

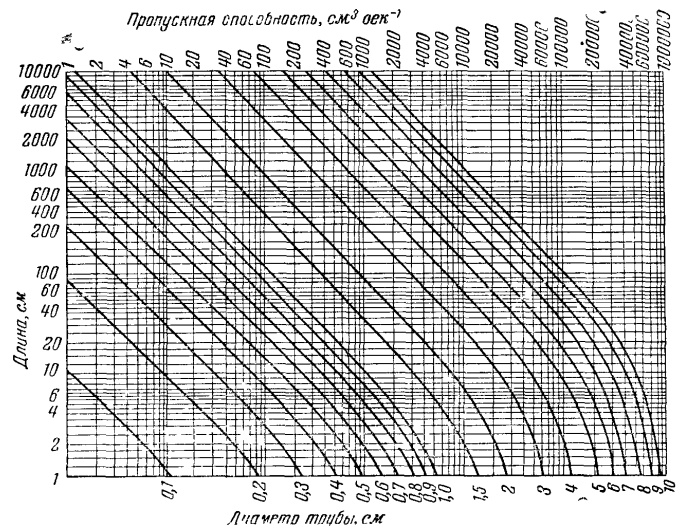


Рис. 2-11. Пропускная способность круглых труб при молекулярном течении воздуха при 20°C [по формуле (2-55)]

соотношению (2-55). Каждая кривая дает $U_{\text{полн}}$ (см³/сек) как функцию длины l (см) при постоянном значении диаметра d (см). Линейные участки каждой кривой соответствуют области, в которой существенен лишь член, содер-

жащий d^3 , т. е. пропускная способность самой трубы. Криволинейные участки соответствуют области более малых значений $\frac{l}{a}$, где сказывается дополнительный эффект от члена, содержащего d^2 , характеризующего пропускную способность входной диафрагмы.

Как уже указывалось, вполне приемлемая для практики формула (2-55) является несколько неточной с точки зрения кинетической теории газов. Подробное исследование вопроса привело к формуле для пропускной способности трубы (с учетом пропускной способности входной диафрагмы) в виде

$$U_{\text{полн}} = 3,64KF \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right], \quad (2-56)$$

где K (множитель Клаузинга) является безразмерной функцией от $\frac{l}{a}$. Значения K для цилиндрических труб приведены в табл. 2-2 [Л. 7], откуда видно, что $K=1$ при $\frac{l}{a}=0$ и уменьшается до $K=\frac{8}{3} \cdot \frac{a}{l}$ при $\frac{l}{a} > 1000$.

Таблица 2-2

Величина множителя Клаузинга K для ряда значений $\frac{l}{a}$

$\frac{l}{a}$	K	$\frac{l}{a}$	K	$\frac{l}{a}$	K
0	1	1,8	0,5384	10	0,1973
0,1	0,9524	1,9	0,5256	12	0,1719
0,2	0,9092	2,0	0,5136	14	0,1523
0,3	0,8699	2,2	0,4914	16	0,1367
0,4	0,8341	2,4	0,4711	18	0,1240
0,5	0,8013	2,6	0,4527	20	0,1135
0,6	0,7711	2,8	0,4359	30	0,0797
0,7	0,7434	3,0	0,4205	40	0,0613
0,8	0,7177	3,2	0,4062	50	0,0499
0,9	0,6940	3,4	0,3931	60	0,0420
1,0	0,6720	3,6	0,3809	70	0,0363
1,1	0,6514	3,8	0,3695	80	0,0319
1,2	0,6320	4,0	0,3589	90	0,0285
1,3	0,6139	5,0	0,3146	100	0,0258
1,4	0,5970	6	0,2807	1000	0,002658
1,5	0,5810	7	0,2537	$l/a > 1000$	$8a/3l$
1,6	0,5659	8	0,2316		
1,7	0,5518	9	0,2131		

Для трубопроводов с некруглыми формами поперечного сечения можно пользоваться следующими соотношениями. Для трубопровода с прямоугольным сечением (рис. 2-12) со сторонами a и b и длиной l (все размеры в сантиметрах), причем $a \ll l$ и $b \ll l$, для воздуха при 20°C

$$U = 30,9C \frac{a^2 b^2}{(a^2 + b^2)l} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right], \quad (2-57)$$

где C зависит от отношения $\left(\frac{b}{a}\right)$ и берется из графика на рис. 2-13, построенного по данным [Л. 5]. Для тонкого щелеобразного трубопровода со сторонами a и b

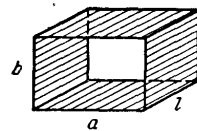


Рис. 2-12. Трубопровод прямоугольного сечения.

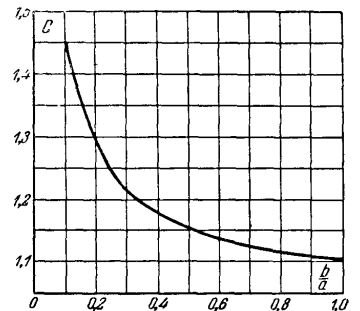


Рис. 2-13. Поправочный коэффициент к формуле (2-57) для молекулярного течения воздуха при 20°C через трубопровод прямоугольного сечения

($a \gg b$) и длиной l (все размеры в сантиметрах) удобно пользоваться выражением (2-56) в виде

$$U = 3,64K_{\text{ш}} F \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right],$$

причем множитель Клаузинга берется в зависимости от $\frac{l}{b}$ по графику на рис. 2-14, построенному по данным [Л. 8]. Поскольку при $\frac{l}{b} > 10$

$$K_{\text{ш}} = \frac{b}{l} \ln \frac{l}{b} = 2,3 \frac{b}{l} \lg \frac{l}{b}, \quad (2-58)$$

то для длинного щелеобразного трубопровода

$$U = 27 \frac{ab^2}{l} \lg \frac{l}{b} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right]. \quad (2-59)$$

Пропускная способность при молекулярном течении прямо пропорциональна корню квадратному из абсолютной температуры и обратно пропорциональна корню квадратному из молекулярного веса газа, т. е. $\sqrt{\frac{T}{M}}$. Значения пропускных способностей для других газов при молекулярном течении при комнатной температуре можно полу-

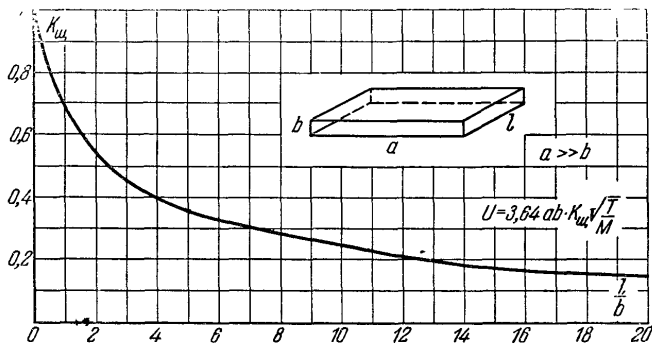


Рис. 2-14. Значения множителя Клаузинга для тонкого щелеобразного трубопровода.

чить, умножая значение пропускной способности для воздуха при комнатной температуре на отношение $\sqrt{\frac{M_{\text{возд}}}{M_{\text{газ}}}}$ (значения молекулярных весов различных газов приведены в приложении I). Так, например, для гелия ($M=4$) относительно воздуха ($M=29$) при одинаковых температурах пропускная способность составляет:

$$U_{\text{He}} = \sqrt{\frac{M_{\text{возд}}}{M_{\text{He}}}} U_{\text{возд}} = \sqrt{\frac{29}{4}} U_{\text{возд}} = 2,69 U_{\text{возд}},$$

т. е. почти в 3 раза больше. Удобно запомнить, что для легких газов при молекулярном течении пропускная способность больше, чем для тяжелых.

Для получения пропускной способности при температуре $T^\circ\text{K}$, отличной от комнатной, следует значение пропускной способности при комнатной температуре (293°K)

умножить на $\sqrt{\frac{T}{293}}$. Так, например, при 100°C пропускная способность для любого газа будет в $\sqrt{\frac{373}{293}} = 1,16$ раза больше; при 0°C пропускная способность составит $\sqrt{\frac{273}{293}} = 0,96$ пропускной способности при комнатной температуре.

Изгибы и колена трубопроводов при молекулярном течении оказывают весьма незначительное сопротивление потоку газа. Поскольку отражение молекул от стенок при молекулярном течении диффузное, уменьшение пропускной способности в изгибах и коленах связывают с уменьшением в них средней длины свободного пути, как это показано линиями на рис. 2-15. При расчетах пропускной способности трубы с коленами можно подставлять в расчетную формулу не осевую длину трубопровода l , а несколько большую эффективную длину l_0 . Для круглых трубопроводов, имеющих несколько колен под 90° , эффективная длина определяется по формуле [Л. 5]

$$l_0 = l + 1,33 nd, \quad (2-60)$$

где d — диаметр трубопровода;

n — число колен, причем l и d следует брать в одних и тех же единицах.

2-8. ВЯЗКОСТНО-МОЛЕКУЛЯРНОЕ ТЕЧЕНИЕ ПО ТРУБАМ

На основании серии измерений для пропускной способности труб Кнудсеном была получена формула

$$U = \frac{0,5236}{\eta} \cdot \frac{a^4}{l} \bar{p} + 3,048 \cdot 10^4 Z \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{сек}} \right], \quad (2-61)$$

где

$$Z = \frac{1 + 2,507 \bar{p} \frac{a}{\lambda_1}}{1 + 3,095 \bar{p} \frac{a}{\lambda_1}}. \quad (2-62)$$

Здесь a — радиус трубы, см;
 l — длина трубы, см,
 η — вязкость газа, пз,
 \bar{p} — среднее давление в трубе, мм рт. ст.;
 λ_1 — средняя длина свободного пути при давлении
 1 мм рт. ст., см.

При малых давлениях, когда $\bar{p} \ll \frac{\lambda_1}{a}$ и $Z \approx 1$, первым членом в соотношении (2-61) можно пренебречь и (2-61) совпадает с соотношением (2-54)

$$U_r = 30,5 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right],$$

ранее полученным для молекулярного течения по трубам.

При высоких давлениях, когда $\bar{p} \gg \frac{\lambda_1}{a}$ и $Z = 0,81$, вторым членом в соотношении (2-61) можно пренебречь и (2-61) практически совпадает с соотношением (2-50)

$$U = \frac{5,236 \cdot 10^{-4}}{\eta} \cdot \frac{a^4}{l} \bar{p} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right],$$

ранее полученным для вязкостного течения по трубам. Таким образом, соотношение (2-61) представляет пропускную способность как сумму двух параллельных пропускных способностей, одна из которых соответствует вязкостному (первый член), другая — молекулярному (второй член) течению. Соотношение (2-61) может применяться для длинных труб в очень широком диапазоне давлений, охватывая как вязкостный, так и вязкостно-молекулярный и молекулярный режимы течения при условии, что среднее давление \bar{p} в трубе значительно больше разности давлений Δp на ее концах ($\bar{p} \gg \Delta p$).

Для воздуха при комнатной температуре (2-61) имеет вид

$$U = 2,93 \frac{a^4}{l} \bar{p} + 97,75 Z \frac{a^3}{l} \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right]. \quad (2-63)$$

Для расчетов удобно получить формулу пропускной способности в зависимости от $\frac{a}{\lambda}$, где λ — средняя длина свободного пути при среднем давлении \bar{p} в трубе. Поскольку

$$\eta = \frac{1}{3} \rho \lambda \bar{c} \quad [\text{см. (1-24)}]$$

и

$$\frac{a}{\lambda} = \bar{p} \frac{a}{\lambda_1}, \quad (2-64)$$

то из (2-61) получим:

$$U = \frac{\bar{c} F}{4 \frac{l}{a}} \left[\text{const} \frac{a}{\lambda} + \frac{8}{3} \left(\frac{1 + 2,507 \frac{a}{\lambda}}{1 + 3,095 \frac{a}{\lambda}} \right) \right] \quad (2-65)$$

и окончательно

$$U = 30,5 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}} \left(0,1472 \frac{a}{\lambda} + \frac{1 + 2,507 \frac{a}{\lambda}}{1 + 3,095 \frac{a}{\lambda}} \right) \left[\frac{\lambda}{\text{сек}} \right]. \quad (2-66)$$

Второй член в скобках представляет собой величину, ранее обозначенную через Z .

Поскольку множитель, стоящий перед скобкой в (2-66), представляет собой пропускную способность длинной трубы (2-54) при молекулярном течении (обозначим его здесь через U_m), то из (2-66) можно определить отношение пропускной способности длинной цилиндрической трубы к ее пропускной способности при молекулярном течении в зависимости от $\frac{a}{\lambda}$ как

$$\frac{U}{U_m} = \left(0,1472 \frac{a}{\lambda} + Z \right). \quad (2-67)$$

В табл. 2-3 [Л. 7] приведены значения величин $0,1472 \frac{a}{\lambda}$, Z и $\frac{U}{U_m}$ в зависимости от $\frac{a}{\lambda}$. Поскольку в соотношении (2-67) член $0,1472 \frac{a}{\lambda}$ дает долю вязкостного потока, а член Z — долю молекулярного потока¹, то из табл. 2-3 можно видеть, что при $\frac{a}{\lambda} > 100$ преобладающим является

¹ В том смысле, в каком это указывалось для соотношения (2-61). Физически, конечно, неправильно считать некоторую часть потока молекулярной, а остальную — вязкостной.

вязкостный поток, при $\frac{a}{\lambda} < 1$ — молекулярный. Условия (2-31) перехода от вязкостного потока к молекулярному были выбраны с помощью табл. 2-3 так, чтобы, считая поток чисто вязкостным (или чисто молекулярным), получить ошибку не более 10%.

Таблица 2-3

Отношение пропускной способности U цилиндрической трубы к ее пропускной способности U_m для молекулярного потока в за-

висимости от отношения $\frac{a}{\lambda}$

$\frac{a}{\lambda}$	$0,1472 \frac{a}{\lambda}$	z	$\frac{U}{U_m}$
10 ⁴	1472,0	0,810	1472,81
10 ³	147,2	0,810	148,01
10 ²	14,72	0,810	15,53
10	1,472	0,816	2,288
5	0,736	0,822	1,558
1	0,147	0,857	1,004
0,5	0,074	0,885	0,959
0,323	0,047	0,905	0,952
0,2	0,029	0,933	0,962
0,1	0,015	0,955	0,970
0,05	0,007	0,974	0,981
0,01	0,002	0,995	0,997
0	0	1,000	1,000

На рис. 2-16 [Л. 6] показаны графики пропускных способностей труб радиусом a (см) в зависимости от отношения $\frac{a}{\lambda}$, подсчитанные по (2-66) для воздуха при 20°С и при $\frac{a}{\lambda} = 1$. Для меньших

значений $\frac{a}{\lambda}$ полученное из рис. 2-16 значение пропускной способности нужно умножить на поправочный множитель θ , показанный на графике на рис. 2-17.

В приложении XI приведена удобная для практических целей таблица [Л. 9], содержащая значения пропускной способности 1 м трубы радиусом a (см) в зависимости

от среднего давления \bar{p} , подсчитанные для воздуха при комнатной температуре по соотношению

$$U = \frac{a^3}{l} (2,93 \cdot 10^3 a \bar{p} + 97) \text{ [л/сек]}, \quad (2-68)$$

(\bar{p} — в миллиметрах ртутного столба).

Очевидно, что для трубы длиной l м пропускная способность будет в l раз меньше соответствующего табличного значения.

52

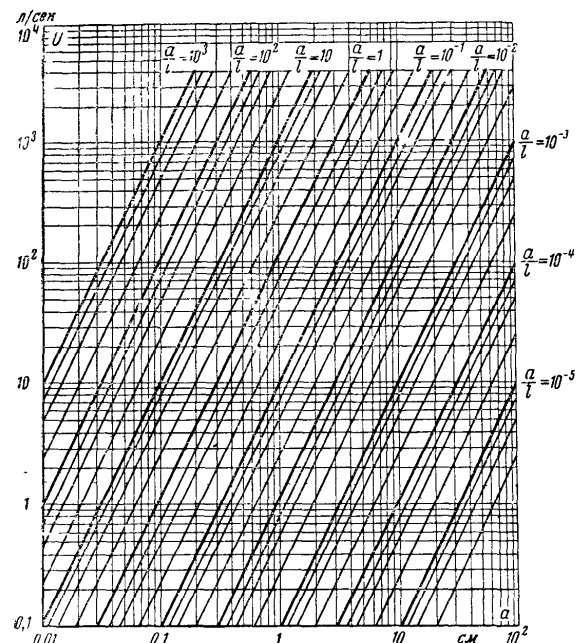


Рис. 2-16. Пропускная способность круглой трубы радиусом a (см) для воздуха при 20°С для различных значений $\frac{a}{l}$ при $\frac{a}{\lambda} = 1$ [по формуле (2-66)].

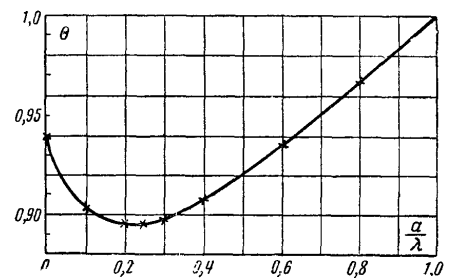


Рис. 2-17. Поправочный множитель к графику на рис. 2-16 для значений $\frac{a}{\lambda} < 1$.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВАКУУМНЫХ НАСОСАХ

3-1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Современные вакуумные насосы разделяются на четыре большие группы:

1. Механические вакуумные насосы, в которых процесс откачки основан на механическом всасывании газа вследствие периодического увеличения и уменьшения объема рабочей камеры.

2. Молекулярные насосы, в которых процесс откачки осуществляется путем увлечения молекул газа непрерывно движущимися твердыми поверхностями.

3. Струйные насосы, в которых процесс откачки осуществляется непрерывно истекающей струей жидкости, пара или газа.

4. «Электрические» (ионные) насосы, откачивающее действие которых основано на движении ионизованного газа в направлении градиента потенциала.

Для понижения давления в откачиваемом сосуде применяют еще конденсирование содержащихся в сосуде паров с помощью охлаждаемых ловушек и сорбционные методы откачки, т. е. поглощение газов и паров с помощью различных поглотителей (геттеров). На способности ряда металлов в определенных условиях поглощать большие количества газов и паров основано действие так называемых «сорбционных насосов».

Целью настоящей книги является рассмотрение работы таких механических вакуумных насосов, которые при давлении ниже 1 мм. рт. ст. обладают еще значительной долей своей наибольшей быстроты откачки, т. е. вращательных механических насосов с масляным уплотнением, называемых в дальнейшем просто механическими, и двухроторных («вспомогательных») вакуумных насосов.

В связи с тем, что при проектировании откачных установок, имеющих высоковакуумные насосы, механический насос, использующийся в качестве насоса предварительного разрежения, подбирается обычно непосредственно по характеристикам высоковакуумного насоса, кратко рассмотрена работа пароструйных и молекулярных насосов. Кратко рассматривается также работа охлаждаемых ловушек, которые применяются во многих вакуумных установках и при вакуумметрии.

3-2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

К основным следует отнести характеристики насосов, необходимые для расчета вакуумной системы. Сюда относятся остаточное давление (предельный вакуум), производительность и быстрота откачки, наибольшее выпускное давление и начальное давление.

Остаточное давление насоса $p_{ост}$ — наименьшее давление, которое достигается насосом при работе без нагрузки, т. е. когда на впуск насоса не поступает извне газа или пара. Обычно насос работает без нагрузки только тогда, когда его впускной патрубок плотно закрыт.

Наличие у каждого насоса остаточного давления объясняется тем, что каждый насос создает хотя бы слабое натекание в сторону откачиваемого объема. Это натекание состоит из паров рабочей жидкости насоса и газов, как растворенных в рабочей жидкости, так и прорывающихся со стороны выпуска через механизм насоса. Таким образом, в процессе откачки у впуска насоса существуют два противоположных потока газа¹: направленный в насос и обратный. Так как прямой поток газа уменьшается с уменьшением давления на входе, а обратный поток можно в первом приближении считать неизменным, то в процессе откачки наступает такой момент, когда прямой и обратный потоки становятся одинаковыми, давление на впуске насоса перестает понижаться и остается неизменным. Это и есть остаточное давление насоса.

При достижении остаточного давления на впуске насоса присутствуют, вообще говоря, как неконденсируемые газы, так и конденсируемые пары. Наиболее часто для механических насосов в качестве остаточного давления указывают парциальное давление остаточных газов; полное остаточное давление указывается дополнительно. Парциальное давление остаточных газов определяют при измерении давления манометром, ловушка которого охлаждается жидким азотом.

Нетрудно понять, что в механических насосах с масляным уплотнением (где все зазоры и вредные пространства заполнены маслом) остаточное давление зависит в основном от свойств и состояния рабочей жидкости насоса, т. е. от ее состава, наличия легкоиспаряемых фракций, раство-

¹ Здесь и ниже, когда это не имеет особого значения, мы для простоты будем говорить о потоке газа, хотя в нем могут иметься и пары.

римости газов, температуры, вязкости и т. п. Напротив, в молекулярных и двухсторонних насосах, не имеющих рабочей жидкости, остаточное давление зависит в основном от конструкции насоса.

Производительность насоса Q' (или Π_n)—количество газа (обычно в pV -единицах), удаляемое насосом в единицу времени при некотором давлении на впуске p_v .

Быстрота откачки S насоса—объем газа, проходящий в единицу времени через сечение впускного патрубка насоса при имеющемся на впуске давлении, т. е.

$$S = \frac{Q'}{p_v} \text{ [см. (2-7)].}$$

Как производительность, так и быстрота откачки насоса относятся только к тому давлению, при котором они измерены. Очевидно, что при достижении остаточного давления как производительность, так и быстрота откачки равны нулю.

Говоря о быстроте откачки, мы всегда оговариваем (или подразумеваем) давление, при котором имеет место эта быстрота откачки. Известно, что механические насосы с масляным уплотнением имеют примерно постоянную быстроту откачки от атмосферного давления до давления, равного долям миллиметра ртутного столба; высоковакуумные пароструйные насосы в своем рабочем диапазоне давлений ($2 \cdot 10^{-4}$ — $1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст.) также имеют постоянную быстроту откачки. Можно говорить о постоянстве быстроты откачки двухсторонних механических насосов в диапазоне давлений 1 — 10^{-2} мм рт. ст. Поэтому, говоря, что насос ВН-1 (механический с масляным уплотнением) имеет быстроту откачки 16 л/сек, а пароструйный высоковакуумный насос Н5Т— 4500 л/сек и т. д., подразумевают соответствующие диапазоны давлений, где быстрота откачки постоянна. Для вспомогательных пароструйных насосов, которые имеют характерный «пик» быстроты откачки, указываются наибольшая быстрота откачки и соответствующее ей давление (обычно равное 10^{-1} — 10^{-2} мм рт. ст.)

Наибольшее выпускное давление $p_{\text{наиб}}$ —наибольшее давление в выпускном патрубке, которое не нарушает нормальной работы насоса. Эта характеристика особенно важна для пароструйных насосов, у которых превышение указанного давления приводит к срыву паровых струй и

резкому повышению давления на впуске в связи с прорывом газа со стороны выпуска.

У молекулярных, двухсторонних и механических насосов с масляным уплотнением имеет место, вообще говоря, плавное изменение давления на стороне впуска с изменением давления на стороне выпуска. Для этих насосов понятием наибольшего выпускного давления не пользуются, а говорят об изменении впускного давления с изменением давления на выпуске.

Наибольшее выпускное давление, так же как изменение впускного давления с изменением давления на выпуске, зависит в основном от конструкции насоса.

Начальное давление $p_{\text{нач}}$ —наибольшее давление на впуске, при котором насос может начать работу. Оно зависит в основном от конструкции насоса.

Кроме перечисленных здесь основных характеристик, для правильной эксплуатации и сравнения насосов используются еще другими (потребляемая мощность, удельные характеристики и т. д.), которые изложены в следующих главах.

3-3. ОБЛАСТИ ДЕЙСТВИЯ ОТКАЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Области действия различных откачных устройств показаны на рис. 3-1, откуда видно, что при давлениях 760 — 10 мм рт. ст. откачка производится механическими насосами, которые, таким образом, удаляют основное количество газа, содержащегося в откачиваемом объеме.

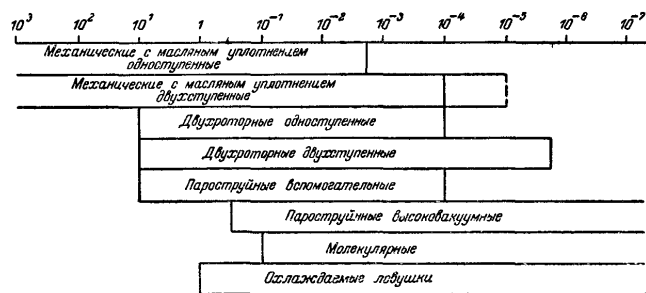


Рис. 3-1. Области действия различных откачных устройств.

Действительно, перед началом откачки в объеме V л содержится $760 V$ л мм рт. ст. газа, механический же насос удаляет не менее $750 V$ л мм рт. ст., а иногда и больше, прежде чем включаются другие насосы (вспомогательные или высоковакуумные). Последние, как правило, служат в основном для удаления газов и паров, выделяющихся

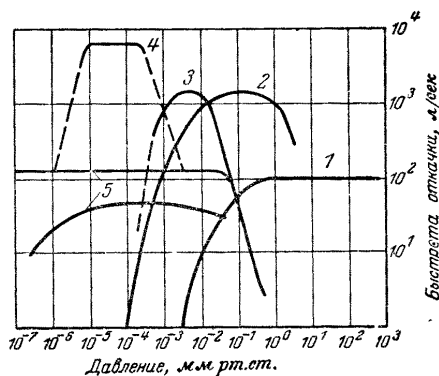


Рис. 3-2. Некоторые средние значения скорости откачки разных типов насосов по воздуху.

- 1 — механический насос с масляным уплотнением; 2 — двухроторный; 3 — пароструйный вспомогательный; 4 — пароструйный высоковакуумный; 5 — молекулярный.

со стенок объема и из веществ, находящихся в объеме, а также для уравнивания натекания через неплотности.

При получении давлений ниже 1 мм рт. ст. механические вакуумные насосы с масляным уплотнением — наиболее распространенный тип вакуумных насосов, так как они применяются не только в качестве самостоятельных откачных устройств, но и для создания предварительного разрежения при работе всех остальных типов рассматриваемых здесь насосов.

На рис. 3-2 приведены некоторые средние значения скорости откачки различных насосов (по воздуху) в зависи-

мости от впускного давления. По данным этого рисунка также видны области действия насосов. Заметим, что название «вспомогательные» (бустерные) для пароструйных насосов, работающих в области давлений $1-10^{-4}$ мм рт. ст., возникло исторически, так как эти насосы были созданы для работы на выпуске высоковакуумных насосов, которые имели малое противодавление и зачастую не могли работать непосредственно с механическим насосом с масляным уплотнением. Впоследствии это название было перенесено на двухроторные вакуумные насосы, имеющие примерно тот же рабочий диапазон давлений. В настоящее время это название не совсем точно, поскольку как пароструйные, так и механические «вспомогательные» насосы имеют широкое самостоятельное применение.

На рис. 3-2 приведены только некоторые средние значения скорости откачки. Крайние значения скорости откачки для разных типов промышленных насосов (по воздуху) приведены в табл. 3-1.

Таблица 3-1

Основные характеристики насосов

Вид насоса	Остаточное давление, мм рт. ст.		Быстрота откачки, л/сек
	полное	парциальное давление воздуха	
Механические насосы с масляным уплотнением:			
	одноступенные	0,015—0,05	$1 \cdot 10^{-2}$ — $2 \cdot 10^{-3}$
двухступенные	$5 \cdot 10^{-3}$ — $1,5 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-4}$ — $1 \cdot 10^{-5}$	0,2—50
Двухроторные . .	$5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-4}$	50—5 500
Молекулярные . .	$1 \cdot 10^{-7}$ — 10^{-9}	—	2—165
Парортутные	—	$1 \cdot 10^{-7}$	5—1 500
Паромасляные:			
вспомогательные	10^{-4}	—	200—4 500
высоковакуумные	10^{-6} и ниже	10^{-7} и ниже	2—10 000

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С МАСЛЯНЫМ УПЛОТНЕНИЕМ (МЕХАНИЧЕСКИЕ НАСОСЫ)

4-1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

В механических вакуумных насосах рабочие органы насоса периодически захватывают определенный объем газа, отделяют его от откачиваемого сосуда, сжимают и выталкивают (обычно в атмосферу). Такой процесс происходит вследствие периодического изменения объема рабочей камеры, образуемой цилиндром и движущимися частями насоса. Рабочая камера в процессе увеличения ее объема соединяется с входным отверстием насоса и «засасывает» газ из откачиваемого сосуда. При достижении рабочей камерой наибольшего объема она отъединяется от входного отверстия насоса; начинается уменьшение объема рабочей камеры, газ сжимается и выталкивается на сторону выхлопа.

По своему устройству механические вакуумные насосы могут быть разделены на две большие группы:

а) возвратно-поступательные, у которых изменение объема рабочей камеры осуществляется за счет возвратно-поступательного движения частей (металлического или жидкостного поршня);

б) вращательные (ротационные), у которых изменение объема рабочей камеры осуществляется вследствие вращательного движения частей.

Механические вакуумные насосы с масляным уплотнением, которые мы будем называть просто механическими, относятся к группе вращательных насосов. По своему устройству они разделяются на пластинчато-роторные (рис. 4-1), пластинчато-статорные (рис. 4-2), пластинчато-статорные с пластиной в виде поршня (рис. 4-3) и плунжерные (рис. 4-4).

Работа пластинчато-роторного насоса, схема которого приведена на рис. 4-1, протекает следующим образом. В цилиндре 1 вращается в направлении, указанном стрелкой, эксцентрично установленный ротор 2. В прорезях ротора помещены пластины 3, находящиеся под действием пружины 4 и скользящие при вращении ротора по внутренней поверхности цилиндра. Полость А (сторона всасы-

вания), образованная цилиндром, ротором, правой пластиной и торцовыми крышками, при вращении ротора увеличивает свой объем, и в нее поступает газ через патрубок 5, соединенный с откачиваемым сосудом. Полость Б (сторона

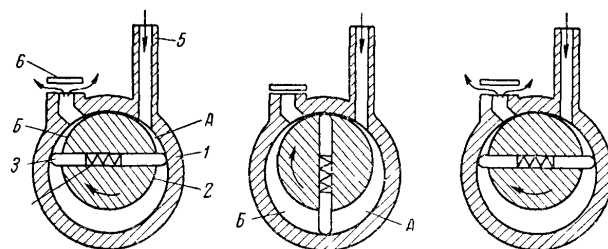


Рис. 4-1. Схема пластинчато-роторного насоса.

выхлопа) при вращении ротора уменьшает свой объем; в ней происходит сжатие, причем эта полость соединена с выхлопным клапаном 6. Когда давление газа в этой по-

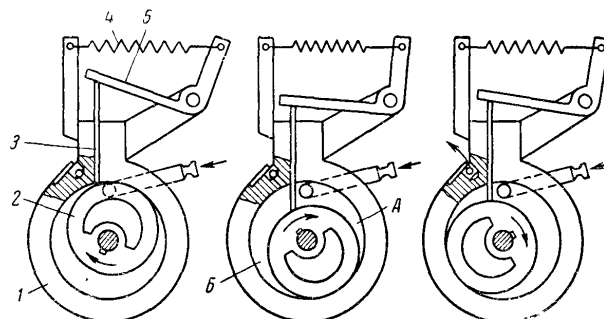


Рис. 4-2. Схема пластинчато-статорного насоса.

лости станет достаточным для открытия клапана, произойдет выхлоп. Выхлопной клапан находится под слоем масла, которое препятствует попаданию атмосферного воздуха в насос. В процессе работы масло поступает в камеру насоса через щели или сверления в корпусе и частично че-

рез клапан, так что все трущиеся поверхности в камере покрыты слоем масла, которое и создает уплотнение между полостями всасывания и выхлопа. Масло заполняет вредные пространства (например, под клапаном) в камере насоса и исключает их влияние, ведущее к значительному увеличению остаточного давления. Роль масла в насосах и способы его подачи в камеру подробно рассмотрены ниже. Для более ясного понимания работы пластинчато-роторного насоса на рис. 4-1 показан ряд последовательных положений пластин в цилиндре при работе насоса.

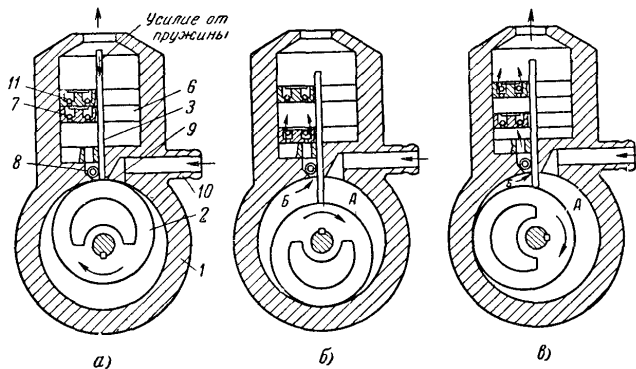


Рис. 4-3. Схема пластинчато-статорного насоса с пластиной в виде поршня.

На рис. 4-2 показана схема пластинчато-статорного насоса. В цилиндре 1 вращается в направлении, указанном стрелкой, эксцентрик 2 (ротор). Движущаяся возвратно-поступательно пластина 3 скользит по поверхности ротора. Плотное прилегание пластины к ротору, необходимое для обеспечения уплотнения между сторонами всасывания и выхлопа, достигается с помощью пружины 4, воздействующей на пластину через угловой рычаг 5 или непосредственно. Масло покрывает все трущиеся поверхности, создавая уплотнение между сторонами всасывания и выхлопа, и заполняет вредные пространства в камере насоса, исключая, таким образом, их влияние на величину остаточного давления.

Разновидностью этого насоса является пластинчато-статорный насос с пластиной в виде поршня, т. е. с пластиной, выполненной как поршневой насос; схема такого насоса приведена на рис. 4-3. Поршень 6, установленный на пластине, совершает вместе с последней возвратно-поступательное движение в своей камере. В поршне имеется самодействующий клапан 7, который позволяет откачиваемому газу проходить снизу вверх (в направлении откачки), но не в обратном направлении. При достижении эксцентриком 2 верхнего положения (рис. 4-3,а) газ из первой (нижней) камеры переходит в пространство под поршнем, который к этому времени занимает также крайнее верхнее положение. Ролик 8, по которому скользит пластина, выполнен таким образом, что он не мешает прохождению газа. При повороте эксцентрика в крайнее нижнее положение (рис. 4-3,б) газ из-под поршня, открывая клапан 7, переходит в пространство над поршнем. Одновременно в левой части Б нижней камеры происходит сжатие, в правую же часть А нижней камеры через отверстие 9, связанное с входным патрубком 10, поступает газ из откачиваемого сосуда. При дальнейшем движении ротора к верхнему положению (рис. 4-3,в) газ, находящийся над поршнем, сжимается и через выхлопной клапан 11 насоса удаляется в атмосферу. Одновременно со стороны сжатия нижней камеры газ поступает в пространство под поршнем, а на сторону всасывания продолжается поступление газа из откачиваемого сосуда. В этом насосе уплотнение между всеми трущимися деталями и заполнение вредных пространств также обеспечиваются маслом, которое поступает из резервуара, находящегося над выхлопным клапаном 11, как через сам клапан, так и через специальные сверления.

В рассмотренном насосе поршневая ступень служит в качестве ступени предварительного разрежения для собственно насоса; такой насос относится к двухступенным насосам, преимущества которых рассмотрены ниже.

Схема плунжерного (золотникового) насоса показана на рис. 4-4. В цилиндре 1 вращается эксцентрик 2 с надетым на него плунжером 3. Плунжер скользит по внутренней поверхности цилиндра, перемещает вперед себя газ и выталкивает его через выхлопной клапан 4 насоса, находящийся под слоем масла, в атмосферу. Откачиваемый газ поступает на сторону всасывания через окно 5 в прямоугольной части плунжера. Прямоугольная часть плун-

жера скользит в направляющей *б*, свободно поворачивающейся в гнезде корпуса. На рис. 4-4 показаны последовательные положения плунжера в цилиндре при работе насоса. При повороте эксцентрика на некоторый угол от «верхней мертвой точки» (рис. 4-4,а) окно в прямоугольной части плунжера выходит из направляющей вниз (рис. 4-4,б), сторона всасывания соединяется с входным патрубком насоса и газ поступает в камеру, непрерывно

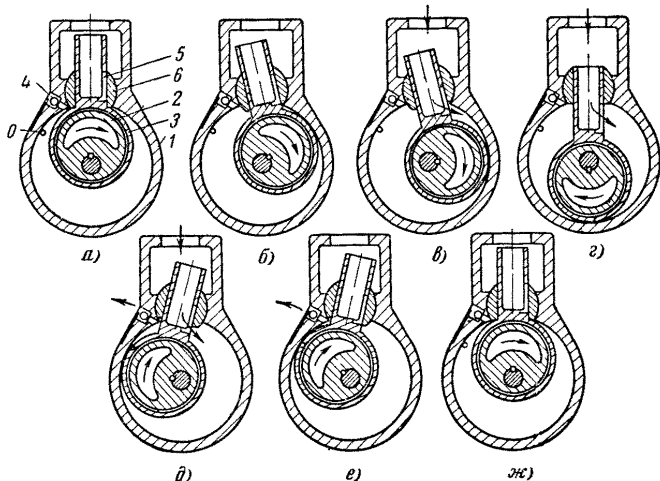


Рис. 4-4. Схема плунжерного (золотникового) насоса.

увеличивающую свой объем, пока окно не будет снова перекрыто¹ (рис. 4-4,е). Одновременно на стороне выхлопа происходит сжатие и выталкивание газа через клапан.

Нетрудно видеть, что у насосов с эксцентричным ротором (т. е. у пластинчато-статорных и плунжерных) полный цикл процесса откачки (т. е. прохождение одной порции газа через насос) занимает два полных оборота, но в насосе одновременно присутствуют две порции газа (рис. 4-4,а—ж). Если изобразить графически объем пор-

¹ Этот процесс напуска газа через окно напоминает работу золотникового распределительного устройства, поэтому насосы такого типа часто называют золотниковыми.

ции газа V , проходящей через насос, в зависимости от угла α поворота эксцентрика, то мы получим кривую, подобную представленной на рис. 4-5, которую будем называть «диаграммой работы насоса». Ордината V_s , соответ-

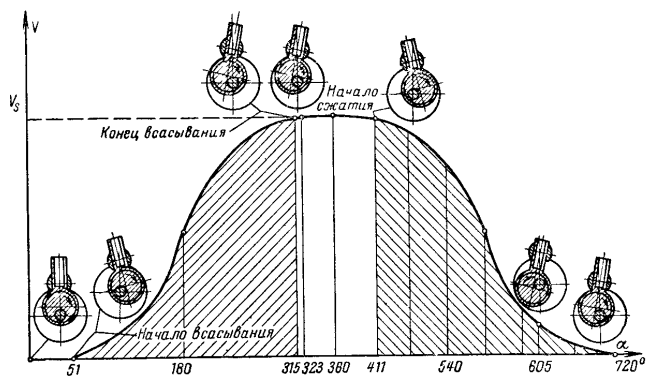


Рис. 4-5. Диаграмма работы плунжерного насоса.

ствующая объему рабочей камеры в момент «конец всасывания» (рис. 4-4,е), представляет собой объем порции газа, входящей в насос за один цикл всасывания, и определяет геометрическую быстроту откачки.

4.2. ОСТАТОЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Для механических насосов с масляным уплотнением заводы-изготовители обычно указывают величину парциального давления остаточных газов, хотя для эксплуатационника больший интерес представляет значение полного остаточного давления, т. е. суммарное давление остаточных газов и продуктов, выделяющихся из масла.

В механических насосах как газы, так и пары попадают на вход насоса из масла, циркулирующего в насосе. Масло, поступающее в камеру насоса, содержит в себе растворенные газы. В эвакуированной рабочей камере эти газы выделяются из пленки масла и поступают на вход насоса. Масло, выброшенное из камеры, некоторое время находится под воздействием атмосферного воздуха

и поглощает газы, после чего вновь поступает в камеру насоса, где частично обезгаживается. Масло может также поглощать газы на стороне сжатия. При недостаточной вязкости масла газы могут прорываться через зазоры со стороны сжатия, так же как и при малой подаче масла в камеру насоса.

Исследования газопоглотительной способности минеральных масел показывают, что:

а) растворимость газа в минеральном масле зависит от давления в соответствии с законом Генри (т. е. при данной температуре растворимость прямо пропорциональна парциальному давлению газа), но крайней мере до давлений, не превышающих 1 *атм*;

б) состав растворенного в масле воздуха не соответствует атмосферному, поскольку при нормальных температурах растворимость кислорода в масле больше, чем растворимость азота;

в) скорость растворения газов в минеральном масле уменьшается с увеличением вязкости масла.

Последнее объясняется тем, что поглощение газа маслом представляет собой диффузионный процесс и скорость диффузии уменьшается при увеличении вязкости масла. На рис. 4-6 показано изменение количества поглощенного предварительно обезгаженным маслом воздуха в зависимости от времени [Л. 10], откуда видно, что после быстрого первоначального поглощения (только поверхностью масла) начинается более медленное поглощение, связанное, по-видимому, с диффузионным проникновением воздуха в масло. Количество газа, поглощаемое маслом, обычно измеряется объемом газа при атмосферном давлении, приходящимся на единицу объема масла. Измеренный при атмосферном давлении объем воздуха, растворенного в масле, может достигать при длительной выдержке 10% объема масла, причем в течение первых 15—20 *сек* поглощается до 0,1—0,2 этого объема воздуха.

Отсюда следует, что в 100 *см*³ свежего масла содержится примерно до 8 *л·мм рт. ст.* воздуха. За то небольшое время, в течение которого в работающем насосе масло находится под действием атмосферного воздуха после выброса из камеры, оно, по-видимому, не успевает поглотить такое большое количество воздуха. Есть основания предполагать, что в рабочей камере масло обезгаживается неполностью. Однако лучшие образцы одноступенных механических насосов не могут достигнуть остаточного давления по возду-

ху¹ ниже $\sim 2 \cdot 10^{-3}$ *мм рт. ст.*, полное же остаточное давление одноступенных насосов измеряется десятками микронов ртутного столба.

Очень часто считают, что пары, имеющиеся на входе насоса, являются «парами масла», т. е. состоят из моле-

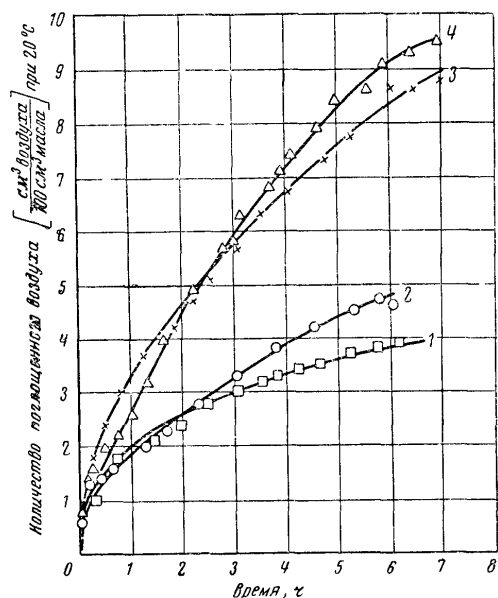


Рис. 4-6. Изменение количества воздуха, поглощенного предварительно обезгаженным минеральным маслом, в зависимости от времени.

Кривая 1 — для масла с вязкостью 32° E, кривая 2 — для масла с вязкостью 17° E, кривые 3 и 4 — для масла с вязкостью 3,7° E.

кул масла, находящегося в насосе. Это далеко не так. У большинства масел для механических насосов давление насыщенных паров масла при комнатной температуре составляет величину меньше 10^{-4} — 10^{-5} *мм рт. ст.* Ясно, что

¹ Масс-спектрометрическое исследование остаточных газов показывает, что по количественному составу они несколько отличаются от воздуха.

у манометра, находящегося при комнатной температуре, показания в несколько десятков микронов ртутного столба не могут быть отнесены за счет паров масла. Обратимся к рассмотрению процесса смазки в механических вакуумных насосах. Как известно, существуют два вида смазывания:

а) гидродинамическое, когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем масла и не соприкасаются (в этом случае говорят о жидкостном трении);

б) граничное, когда пленка масла разрушается и неровности на трущихся поверхностях соприкасаются; это

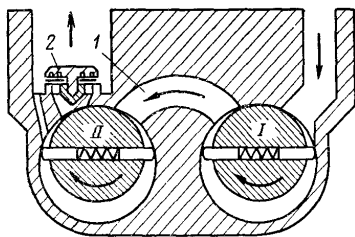


Рис. 4-7. Схема двухступенного механического насоса

случай полусухого трения, когда происходит истирание поверхностей, причем температура в отдельных местах на шероховатостях может достигать точки плавления металла.

Исследования [Л. 11], проведенные на пластинчато-роторных насосах, показали, что в механических вакуумных насосах имеет место полусухое трение и в результате возникновения высоких местных температур происходит крекинг масла. При разрушении молекул масла выделяются этилен, ацетилен и некоторые другие углеводороды, в масле увеличивается содержание летучих фракций. Полное остаточное давление определяется обычно наиболее легкими фракциями масла, количество которых в одноступенных насосах возрастает по мере работы.

Для получения остаточного давления по воздуху ниже $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. приходится использовать двухступенный механический насос, схема которого показана на рис. 4-7. Такой насос состоит из двух последовательно соединенных ступеней, причем ступень II служит в качестве насоса пред-

варительного разрежения для ступени I*, которую часто называют «высоковакуумной» ступенью. Откачиваемый газ, поступивший в ступень I, проталкивается ею через промежуточный канал I в ступень II, откуда он через клапан 2, находящийся под слоем масла, выбрасывается в атмосферу. В ступени I выхлопного клапана нет. Ступень I не общается с масляным резервуаром ступени II, в ступени I в процессе работы имеется только то масло, которое было в ней к началу процесса. Это безусловно необходимо, ибо в противном случае двухступенным насосом нельзя было бы достигнуть значительно меньшего, чем у одноступенного, остаточного давления.

Ступень I вследствие наличия предварительного разрежения от ступени II должна преодолевать лишь незначительный абсолютный перепад давлений, который при достижении остаточного давления не превышает нескольких микронов ртутного столба. Узкие щели, имеющиеся в ступени I, при столь малом давлении представляют собой весьма большие сопротивления потоку газа, даже при отсутствии масляного уплотнения. Поэтому ступень I не нуждается в подаче большого количества масла для создания масляного уплотнения, в связи с чем исключается занос воздуха, растворенного в масле, в рабочую камеру ступени I.

На рис. 4-8 показан разрез двухступенного насоса, у которого обе ступени расположены на одном валу. Следует обратить внимание на то, что ось ступени I («высоковакуумной») не имеет вывода в атмосферу. Одним концом она находится в глухом подшипнике, другим проходит в камеру ступени предварительного разрежения. Резиновое уплотнение б предотвращает проникновение масла, содержащего воздух, в ступень I из ступени предварительного разрежения.

Лучшие образцы двухступенных насосов достигают остаточного давления по воздуху около $1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст., т. е. примерно в 200 раз меньшего, чем у одноступенных насосов. Значительно меньше у двухступенных насосов и полное остаточное давление. Дело в том, что легкие фракции, имеющиеся в ступени I, в процессе работы испаряются и их пары непрерывно откачиваются ступенью II, т. е. происходит обеднение легкими фракциями масла в «высо-

* Здесь и ниже первой называется ступень, ближайшая к откачиваемому сосуду.

ковакуумной» ступени, чего почти не происходит у одноступенных насосов. Естественно, что и на входе в двухступенный насос уменьшается количество паров легких фракций, которые определяют полное остаточное давление насоса.

Измерение остаточного давления проводят таким образом, чтобы исключить попадание газов и паров на вход насоса извне, т. е. чтобы насос работал без нагрузки. Для

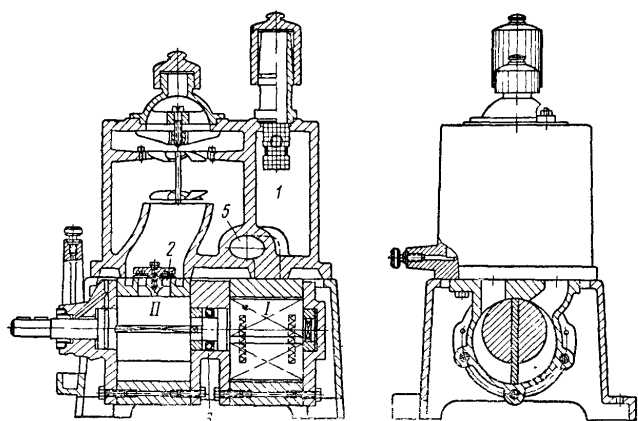


Рис. 4-8. Разрез двухступенного насоса.

этого входной патрубок плотно заглушают и манометр присоединяют непосредственно к заглушке, причем иногда производят обезгаживание коммуникации, соединяющей манометр с насосом.

Эксперименты показывают, что как полное остаточное давление, так и давление остаточных неконденсируемых газов возрастают с увеличением температуры насоса. Это явление имеет место и в одноступенных, и в двухступенных насосах. Поскольку после пуска насос нагревается от комнатной до некоторой установившейся рабочей температуры в течение довольно длительного времени (иногда более 1 ч), результаты, полученные до достижения установившейся температуры масла, не могут считаться остаточным давлением. Если в процессе испытаний температура насо-

са не измеряется, то остаточным давлением считают обычно то, которое повторяется при трех последовательных измерениях через каждый час работы насоса. Необходимо также отметить, что на свежем масле достижение остаточного давления занимает иногда более длительное время, чем на работавшем масле, как это показано на рис. 4-9. Причина этого заключается в том, что при работе свежее масло обезгаживается, т. е. в нем уменьшается содержание растворенных газов, а в масле ступени I двухступенного



Рис. 4-9. Время достижения остаточного давления на свежем и работавшем (обезгажившемся) маслах.

насоса уменьшается содержание легких фракций, как указывалось выше.

На рис. 4-10 показано изменение давления остаточных газов насоса ВН-2 в процессе работы на обычном масле ВМ-4 и опытном масле, имеющем более узкий фракционный состав. На этом же рисунке показаны изменения температуры масел и мощности, потребляемой двигателем насоса. Перед проведением этого эксперимента насос работал до достижения остаточного давления, чтобы «отгазилось» масло, после чего он был остановлен для остывания. Из рис. 4-10 видно, что наименьшее остаточное давление достигается в течение первого часа работы, пока масло не успело разогреться до установившейся рабочей температуры; затем, по мере роста температуры масла, происходит увеличение остаточного давления. Причины роста парциального остаточного давления газов с ростом температуры масла не исследовались. Возможно, что причиной этого является более полное выделение газов из пленки

масла с повышением температуры. Уменьшение потребляемой двигателем мощности (рис. 4-10) объясняется уменьшением вязкости масла с ростом температуры.

На рис. 5-8 (см. гл. 5) показано изменение полного остаточного давления насоса ВН-7 в зависимости от температуры масла. Маслобак этого насоса подогревался специальным нагревателем, и масло продувалось воздухом с целью очистки его от паров растворителей (подробнее такие насосы описаны ниже). Из рис. 5-8 видно, что полное остаточное давление насоса сильно растет с увеличением температуры. При включенной продувке полное остаточное давление значительно больше, чем при той же температуре без продувки.

С целью получения низких остаточных давлений следует стремиться к поддержанию низкой температуры масла в насосе путем создания хороших условий для охлаждения. С целью получения низкого давления остаточных газов применяют еще регулировку подачи масла в камеру насоса (рис. 4-11), поскольку с уменьшением подачи масла уменьшается количество газов, заносимых в камеру насоса. При настройке подачи масла «на предельный вакуум», т. е. на самое низкое давление, которое достигается при отсутствии потока воздуха, насос не может удовлетворительно работать при повышении давления на входе, так как этого количества масла не хватает для надежного уплотнения зазоров и предотвращения прорывов со стороны выхлопа. Другой пример конструкции насоса с регулируемой подачей масла показан на рис. 5-3 (см. гл. 5). В этом насосе масло подается в камеру при поднятии пластины в верхнее положение; количество подаваемого масла регулируется винтом.

Из сказанного выше следует, что малое парциальное давление остаточных газов свидетельствует о правильности изготовления и сборки насоса, в то время как полное остаточное давление зависит в основном от состава и состояния рабочей жидкости, т. е. масла. В связи с этим заводы-изготовители производят проверку насосов только по парциальному давлению остаточных газов, вымораживая конденсируемые пары в ловушке манометра либо производя измерения компрессионным манометром, «не чувствительным» к давлению конденсируемых паров.

Остаточные давления парциальных газов у совершенно новых однотипных насосов, работающих на одинаковом

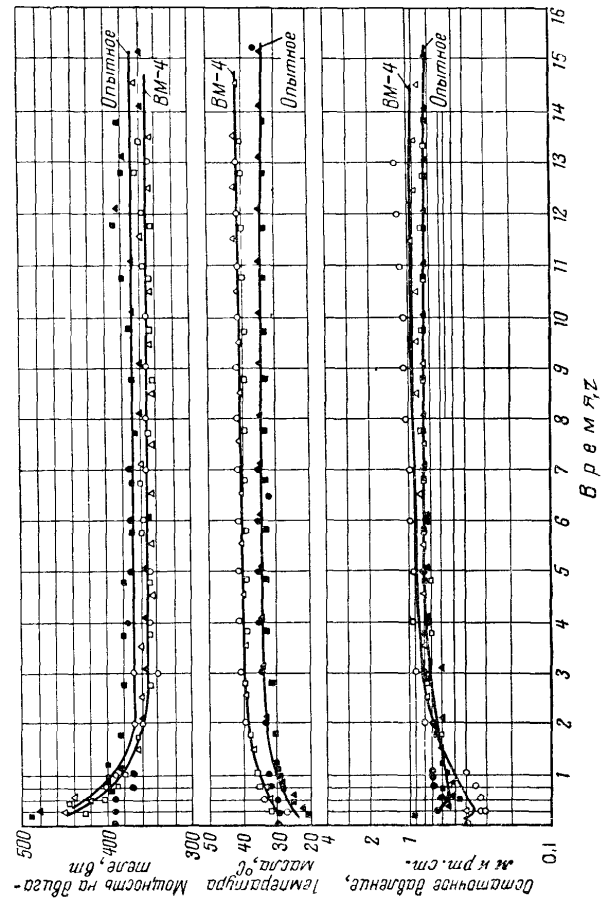
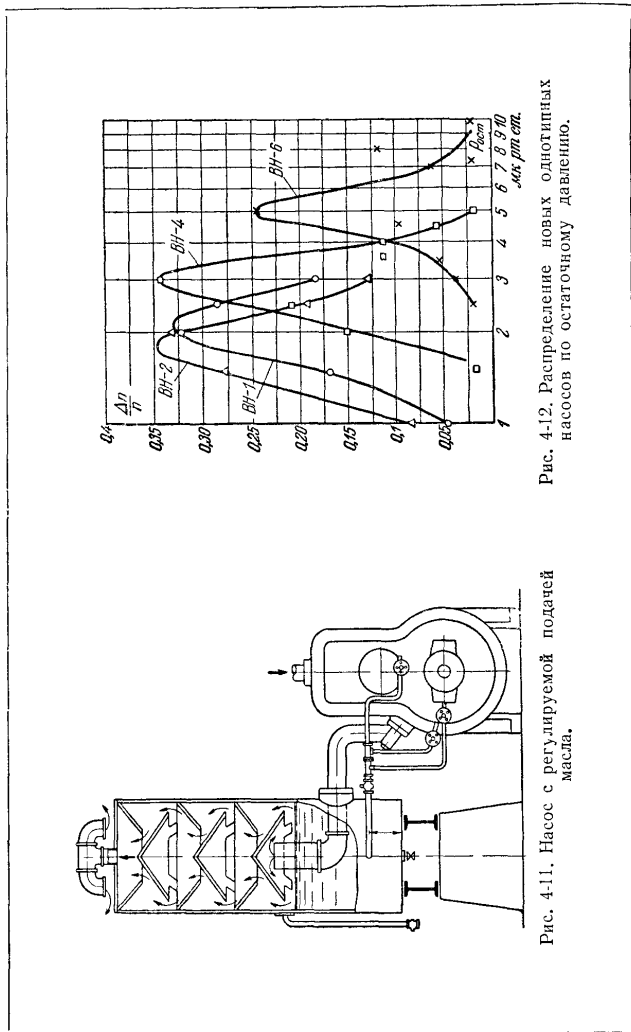


Рис. 4-10. Изменение мощности, потребляемой двигателем, температуры масла и остаточного давления в процессе работы насоса без нагрузки.



масле, несколько различаются¹. На рис. 4-12 приведены кривые, характеризующие численное распределение новых двухступенных насосов ВН-1 и ВН-2 и одноступенных насосов ВН-4 и ВН-6 по достигаемому ими остаточному давлению неконденсируемых газов. Эти кривые построены по данным годового выпуска завода-изготовителя. По виду

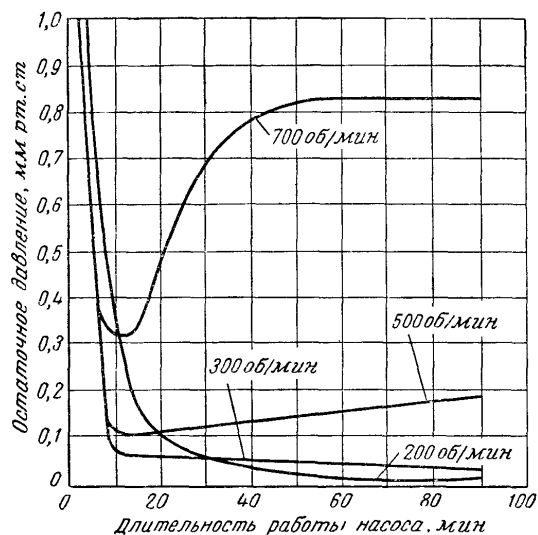


Рис. 4-13. Полное остаточное давление пластинчатороторного насоса в зависимости от времени работы при разных числах оборотов ротора.

эти кривые сходны с кривыми распределения случайных величин по закону Гаусса.

Из рис. 4-12 видно, что у насосов ВН-1 и ВН-2 наиболее часто встречается остаточное давление ~ 2 мк рт. ст. Резкий обрыв этих двух кривых на давлении 3 мк рт. ст. объясняется тем, что насосы с остаточным давлением вы-

¹ В связи с этим завод-изготовитель для некоторых типов насосов проводят деление на категории. Например, для насосов ВН-461М и ВН-194 категории А гарантируется остаточное давление не выше 0,5 мк рт. ст., категории Б — не выше 1 мк рт. ст.

ше 3 *мк рт. ст.* бракуются. У насосов ВН-4 наиболее часто встречается остаточное давление газов ~ 3 *мк рт. ст.*, у насосов ВН-6 ~ 5 *мк рт. ст.* Отклонения остаточного давления от указанных средних значений объясняются, по-видимому, разницей в зазорах насосов в пределах технологических допусков и поступлением несколько различных количеств масла в единицу времени в камеры насосов.

С увеличением числа оборотов роторов происходит увеличение полного остаточного давления как следствие увеличивающегося нагрева масла и усиленного испарения легких фракций. Это явление иллюстрируется рис. 4-13 [Л. 12], где показана зависимость остаточного давления пластинчато-роторного одноступенного насоса от времени работы при разных числах оборотов ротора.

4.3. БЫСТРОТА ОТКАЧКИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Для механических насосов всех видов теоретическая быстрота откачки, называемая обычно геометрической S_{Γ} , определяется как произведение объема V_s рабочей камеры в момент «конец всасывания» (рис. 4-5) на число оборотов n вала насоса в единицу времени:

$$S_{\Gamma} = nV_s. \quad (4-1)$$

В пластинчато-роторных насосах рабочая камера состоит из ряда ячеек, образуемых соседними пластинами, корпусом и торцовыми крышками, причем число ячеек равно числу пластин z . Тогда

$$S_{\Gamma} = nV_{я}z, \quad (4-1')$$

где $V_{я}$ — объем ячейки в момент «конец всасывания».

У пластинчато-роторных насосов с масляным уплотнением число пластин $z=2$ (редко $z=4$), однако у низковакуумных вращательных насосов (см. ниже), где нет масляного уплотнения, число пластин увеличено для достижения лучшего уплотнения между выходом и входом ($z=12-18$).

Таким образом, при подсчете геометрической быстроты откачки следует учитывать толщину пластин и то обстоятельство, что $V_s < V$, где V — полный объем камеры насоса, т. е. разность между объемами ротора и цилиндра.

Практически можно обычно считать, что геометрическая быстрота откачки равна произведению полного объема V рабочей камеры на число оборотов вала насоса в единицу времени. В насосах различных размеров сохраняется пропорциональность между длиной рабочей камеры L , радиусом ротора r и радиусом рабочей камеры R . Обычно бывает $L = (1 \div 4)R$ и $r = (0,7 \div 0,9)R$. Поскольку полный объем рабочей камеры насоса пропорционален R^3 , то и быстрота откачки насоса пропорциональна R^3 .

Выше мы приводили определение мгновенной быстроты откачки в виде

$$S = \frac{dV}{dt} \text{ [см. (2-14)].}$$

Поскольку на диаграмме работы насоса $V = V(\alpha)$ (см. рис. 4-5) углы поворота α можно заменить соответствующими моментами времени, то производная по углу от объема камеры дает мгновенную геометрическую быстроту откачки, так как $\frac{dV}{d\alpha} \sim \frac{dV}{dt}$. Следует иметь в виду,

что поворот ротора от положения α_1 до положения α_2 , т. е. на угол $(\alpha_2 - \alpha_1)$, занимает время

$$t_{1-2} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{360} \cdot \frac{60}{n} \text{ [сек]}, \quad (4-2)$$

где n — число оборотов ротора в минуту.

На рис. 4-14 показана зависимость мгновенной геометрической быстроты откачки от угла поворота ротора плунжерного насоса, откуда видно, что на протяжении 1 об ротора мгновенная геометрическая (а, следовательно, и мгновенная фактическая) быстрота откачки насоса не остается постоянной, а изменяется от нуля до некоторого максимума и снова падает до нуля. Используемая в расчетах геометрическая (и фактическая) быстрота откачки представляет собой среднее за оборот значение мгновенной геометрической быстроты откачки, как это показано прямой линией S_{Γ} на рис. 4-14.

Рассмотрим процесс прохождения газа между сечением входного патрубка и камерой насоса. На рис. 4-15 показан разрез плунжерного насоса во время всасывания; путь га-

за между входным патрубком и камерой насоса заштрихован. Газ, поступающий в насос, проходит последовательно диафрагму 1 и канал 2 во входном патрубке насоса, диаф-

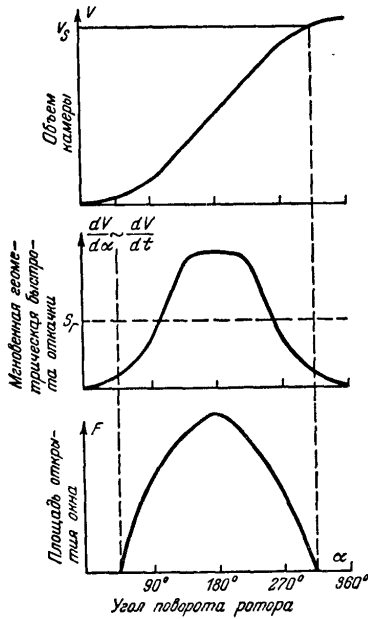


Рис. 4-14. Объем камеры, мгновенная геометрическая быстрота откачки и площадь открытия окна в плунжере в зависимости от угла поворота ротора плунжерного насоса.

как это показано нижней кривой на рис. 4-14. Таким образом, между входом в насос и камерой имеется коммуникация с некоторой ограниченной пропускной способностью U . Поскольку геометрическая быстрота откачки имеет место непосредственно в камере насоса ($S_{\Gamma} = \frac{dV}{dt}$, где V —

объем камеры насоса), то фактическая быстрота откачки насоса S , имеющая место во входном патрубке, связанном

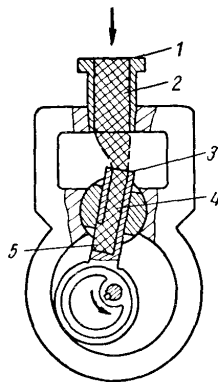


Рис. 4-15. Путь газа между входным патрубком и камерой плунжерного насоса во время всасывания.

рагму 3 и канал 4 в прямоугольной части плунжера и через окно 5 в прямоугольной части плунжера попадает в камеру насоса, причем величина F открытия окна изменяется в зависимости от угла поворота ротора,

с камерой коммуникацией с ограниченной пропускной способностью U , представляет собой величину, меньшую, чем S_{Γ} , и могла бы быть определена по формуле

$$S = \frac{S_{\Gamma} U}{S_{\Gamma} + U} \text{ [см. (2-9)].}$$

Следовательно, уже за счет сопротивления входных каналов быстрота откачки насоса меньше его геометрической быстроты откачки.

Другой причиной, вызывающей уменьшение быстроты откачки, является обратный поток $Q'_{обр}$ газов и паров. Оценить влияние обратного потока на величину быстроты откачки можно следующим образом. Обозначим через p_k давление в камере насоса в момент «конец всасывания». Произведение $S_{\Gamma} p_k$ представляет собой «геометрическую» производительность насоса. Фактическая производительность насоса $S p_b$ меньше величины геометрической производительности на величину обратного потока, т. е.

$$S p_b = S_{\Gamma} p_k - Q'_{обр}. \quad (4-3)$$

При достаточно малых давлениях величину обратного потока можно считать неизменной. При достижении остаточного давления $p_{ост}$ результирующий поток газа, разумеется, отсутствует и давление на входе равно давлению в камере, т. е. $p_b = p_k = p_{ост}$ и $S p_b = 0$. Следовательно, при достижении остаточного давления быстрота откачки равна нулю (поскольку $p_b \neq 0$). Отсюда следует, что

$$Q'_{обр} = S_{\Gamma} p_{ост}, \quad (4-4)$$

и соотношение (4-3) можно записать в виде

$$S p_b = S_{\Gamma} p_k - S_{\Gamma} p_{ост}. \quad (4-3')$$

Из определения (2-3) следует, что пропускная способность входной коммуникации насоса определяется как

$$U = \frac{Q'}{p_b - p_k} = \frac{S p_b}{p_b - p_k}, \quad (4-5)$$

откуда

$$p_k = p_b \left(1 - \frac{S}{U} \right). \quad (4-6)$$

Подставив это значение p_k в соотношение (4-3'), после преобразований получаем для быстроты откачки насоса:

$$S = \frac{S_{\Gamma} U}{S_{\Gamma} + U} \left(1 - \frac{p_{\text{ост}}}{p_{\text{в}}} \right). \quad (4-7)$$

Последнее соотношение показывает, что быстрота откачки механического насоса зависит от конструкции (первый множитель), остаточного давления (второй множитель) и давления на входе (оба множителя, поскольку пропускная способность U зависит от давления).

Вычисление пропускной способности коммуникаций насоса не по экспериментальным данным, а, например при конструировании нового насоса по чертежу, связано с едва ли преодолимыми трудностями.

В практике иногда используется формула

$$S = S_n \left(1 - \frac{p_{\text{ост}}}{p_{\text{в}}} \right), \quad (4-8)$$

где S_n — определенная экспериментально постоянная быстрота откачки при высоких давлениях. Эта формула позволяет приближенно подсчитать быстроту откачки в области больших давлений (100—1 мм рт. ст.). Однако формула (4-8), дающая удовлетворительную точность в применении к поршневым и многопластинчатым насосам с остаточным давлением не ниже нескольких миллиметров ртутного столба, менее точна в применении к механическим насосам с масляным уплотнением, что связано, по-видимому, с изменением режима течения газа при переходе от давлений в несколько миллиметров к давлениям $\sim 10^{-2}$ — 10^{-3} мм рт. ст.

В практике часто употребляется численная характеристика «коэффициент подачи»¹ λ_n , представляющая собой отношение действительной быстроты откачки насоса к его геометрической скорости откачки, т. е.

$$\lambda_n = \frac{S}{S_{\Gamma}}, \quad (4-9)$$

Коэффициент подачи позволяет оценить конструкцию насоса с точки зрения потерь быстроты откачки.

¹ Иногда называется «коэффициентом объемной эффективности» или «объемным к. п. д.»

«Коэффициент качества» r , употребляемый иногда в американской литературе для насосов с остаточным давлением меньше 1 мм рт. ст., представляет собой частный случай коэффициента подачи и равен отношению быстроты откачки S_1 при давлении 1 мм рт. ст. к скорости откачки при атмосферном давлении. Необходимо оговорить, что применяемая в описаниях насосов быстрота откачки при атмосферном давлении (часто неправильно называемая

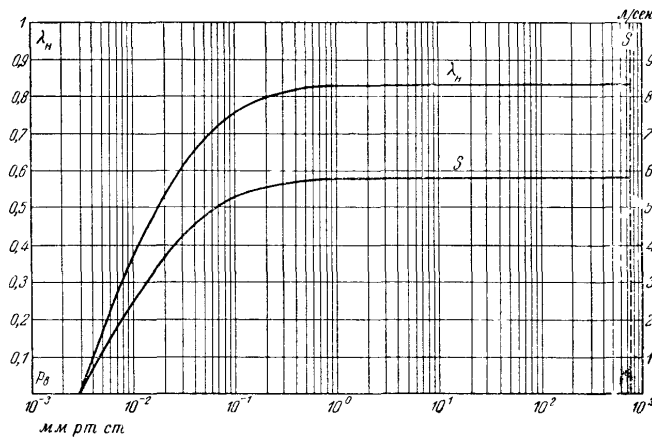


Рис. 4-16. Быстрота откачки S и коэффициент подачи λ_n насоса ВН-2 в зависимости от давления.

«производительностью» при атмосферном давлении) представляет собой, как правило, не экспериментально определенную величину¹, а геометрическую быстроту откачки.

На рис. 4-16 приведены зависимости быстроты откачки S и коэффициента подачи λ_n от давления для насоса ВН-2 ($S_{\Gamma} = 7$ л/сек). Как видно из рис. 4-16, обе эти зависимости изображаются подобными кривыми.

С изменением числа оборотов изменяется как геометрическая, так и фактическая быстрота откачки насоса. На

¹ Имеющийся на некоторых кривых зависимости быстроты откачки от давления на входе рост в области атмосферного давления до значения геометрической быстроты откачки связан с неточностью эксперимента. Подробнее этот вопрос разобран в гл. 8.

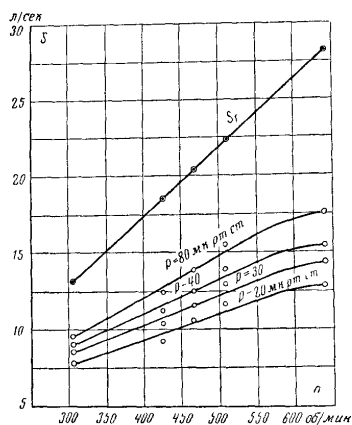


Рис. 4-17. Быстрота откачки насоса ВН-1 при разных давлениях в зависимости от числа оборотов ротора.

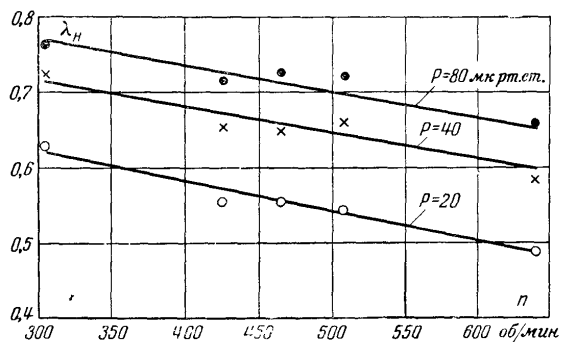


Рис. 4-18. Изменение коэффициента подачи насоса ВН-1 в зависимости от числа оборотов ротора.

рис. 4-17 приведены экспериментально определенные зависимости быстроты откачки насоса ВН-1 от числа оборотов для давлений 80, 40, 30 и 20 *мк рт. ст.* Там же построена зависимость геометрической быстроты откачки от числа оборотов. Как видно из рис. 4-17, действительная быстрота откачки для всех давлений с ростом числа оборотов до 500 *об/мин* довольно быстро возрастает, однако после 500 *об/мин* рост быстроты откачки несколько замедляется, в то время как геометрическая быстрота откачки растет с числом оборотов линейно. В этом явлении сказывается возрастающее влияние сопротивления входных каналов [см. формулу (4-7)] при увеличении геометрической быстроты откачки.

Поскольку при линейном росте геометрической быстроты откачки с числом оборотов действительная быстрота откачки возрастает в меньшей степени, коэффициент подачи λ_n (4-9) уменьшается с ростом числа оборотов, как это видно из рис. 4-18.

Зависимости быстроты откачки от давления для ряда механических насосов приведены в приложении.

4-4. НАИБОЛЬШЕЕ ВЫПУСКНОЕ И НАЧАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЯ

Механические насосы работают обычно при атмосферном давлении на выходе, т. е. при неизменном выпускном давлении. Начальным давлением при работе механических насосов также обычно является атмосферное давление. Поэтому для обычных механических насосов рассматриваемая характеристика не представляет интереса и не употребляется.

Однако для насосов, производящих не откачку, а перекачку газа из одного сосуда в другой, т. е. для «вакуумных компрессоров» (см. § 4-9), характер изменения остаточного давления с изменением давления на выхлопе бывает необходимо знать. Проведенные на ряде двухступенчатых насосов эксперименты по определению остаточного давления с изменением давления на выхлопе дали результаты, приведенные на рис. 4-19. В этих опытах как разрежение, так и нагнетание на стороне выхлопа испытываемого насоса осуществлялось другим насосом, соответствующим образом присоединенным к стороне выхлопа испытываемого.

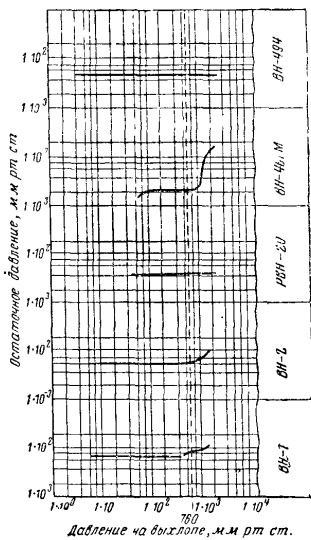


Рис. 4-19. Остаточное давление двухступенных насосов в зависимости от давления на их выхлопе.

ми, так как для опытов было взято только по одному насосу каждого типа.

4-5. ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ

Мощность W , потребляемая механическим насосом, складывается из мощности W_c , идущей на сжатие газа (полезная мощность), и мощности $W_{тр}$, идущей на механические потери в результате трения (мощность потерь).

Для подсчета полезной мощности рассмотрим термодинамическую картину сжатия, представленную на рис. 4-20 в координатах pV , где p — давление; V — объем газа. Как известно из термодинамики, полезная работа единичного процесса откачки определяется площадью, заштрихованной на рис. 4-20.

Как видно из рис. 4-19, остаточное давление двухступенных насосов практически не зависит от давления на выхлопе в диапазоне ~ 50 — 760 мм рт. ст. У насосов ВН-494 и РВН-20 остаточное давление не изменялось вплоть до давлений 3000 мм рт. ст. (т. е. 4 ата) на выхлопе. У насосов ВН-1 и ВН-2 при изменении давления на выхлопе от 760 до ~ 1500 мм рт. ст. (т. е. до ~ 2 ата) остаточное давление изменялось незначительно. Обращает на себя внимание резкое увеличение остаточного давления, достигаемого насосом ВН-461М, когда давление на выхлопе превышает ~ 1000 мм рт. ст. Приведенные на рис. 4-19 результаты не могут считаться исчерпывающими,

Процесс сжатия в механическом насосе протекает по политропе (линия 2—4 на рис. 4-20), лежащей между изотермой (линия 2—5), характеризуемой соотношением

$$\left. \begin{aligned} dT &= 0; \\ T &= \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (4-10)$$

где T — абсолютная температура газа, и адиабатой (линия 2—3), характеризуемой соотношением

$$\left. \begin{aligned} dq &= 0; \\ q &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4-11)$$

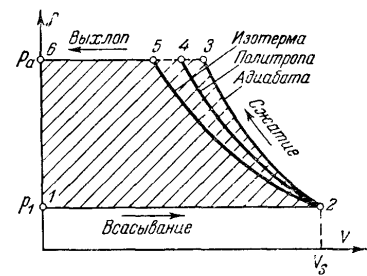


Рис. 4-20. Процесс сжатия в координатах pV .

где q — количество тепла, сообщаемое газу в процессе сжатия. Из (4-10) можно видеть, что уравнением изотермы в координатах pV является

$$pV_n = p_2 V_2 = p_3 V_3 = \text{const}, \quad (4-12)$$

поскольку для нашего случая

$$pV_n = \frac{G}{M} RT = \text{const}. \quad (4-13)$$

Здесь V_n — объем камеры насоса;

G — вес газа, удаляемого за один цикл;

M — молекулярный вес газа.

Вывод величины работы, затрачиваемой при единичном изотермическом сжатии, приводится в курсах термодина-

мики. Для вакуумного механического насоса работа, затрачиваемая на единичный процесс изотермического сжатия, может быть записана в виде

$$l'_{\text{из}} = p_1 V_S \ln \frac{p_a}{p_1}, \quad (4-14)$$

где p_a — давление выхлопа (рис. 4-20).

Необходимым условием адиабатического сжатия являются $dq=0$ и $q=0$ на всем протяжении процесса, что говорит об отсутствии теплообмена между газом и окружающей средой. Следует заметить, что вследствие большой скорости процесса сжатия в механическом насосе (процесс сжатия протекает за десятые доли секунды) значительного теплообмена не успевает произойти и процесс весьма близок к адиабатическому.

Уравнениями адиабаты в координатах pV являются уравнения

$$pV^\kappa = \text{const} \quad (4-15)$$

и

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa, \quad (4-16)$$

т. е. адиабата в координатах pV идет круче, чем изотерма, поскольку

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} > 1. \quad (4-17)$$

Здесь c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении; c_v — теплоемкость газа при постоянном объеме.

Для механического насоса работа, затрачиваемая при единичном процессе адиабатического сжатия, может быть записана в виде

$$l'_{\text{ад}} = p_1 V_S \frac{1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (4-18)$$

Работа единичного изотермического цикла (т. е. площадь $1-2-5-6-1$ на рис. 4-20) будет

$$l_{\text{из}} = l'_{\text{из}} + p_a V_5 - p_1 V_S. \quad (4-19)$$

Но для изотермического процесса

$$p_a V_5 = p_1 V_S \quad [\text{см. (4-12)}]$$

и, следовательно,

$$l_{\text{из}} = p_1 V_S \ln \frac{p_a}{p_1}. \quad (4-20)$$

Работа единичного адиабатического цикла (т. е. площадь $1-2-3-6-1$ на рис. 4-20) будет

$$l_{\text{ад}} = l'_{\text{ад}} + p_a V_3 - p_1 V_S. \quad (4-21)$$

Но для адиабатического процесса

$$p_a V_3^\kappa = p_1 V_S^\kappa \quad [\text{см. (4-15)}]$$

и

$$p_a V_3 - p_1 V_S = p_1 V_S \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (4-22)$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} l_{\text{ад}} &= p_1 V_S \frac{1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + p_1 V_S \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \\ &= p_1 V_S \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \left(\frac{1}{\kappa-1} + 1 \right) = \\ &= p_1 V_S \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (4-23)$$

Зная работу одного цикла и время, затрачиваемое на цикл, можно определить полезную мощность, затрачиваемую насосом при откачке. Заметим, что в насосах с эксцентриковым ротором полный цикл откачки одной порции газа происходит за 2 об вала насоса, но в насосе одновременно находятся две порции газа (одна всасывается, дру-

гая сжимается), и мы считаем, что один цикл производится за 1 об вала насоса, т. е. время цикла будет

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{n} [\text{сек}], \quad (4-24)$$

где n — число оборотов вала насоса в минуту. Таким образом, полезная мощность, потребляемая насосом, будет

$$W_{\text{с}} = \frac{l_{\text{ц}}}{t_{\text{ц}}} = \frac{n l_{\text{ц}}}{60}. \quad (4-25)$$

Отметим, что

$$\frac{n l_{\text{с}}}{60} = S_{\Gamma} \quad (4-26)$$

и что произведение геометрической быстроты S_{Γ} на давление p_1 в камере насоса при достаточно больших давлениях $p_{\text{в}}$ на входе, когда обратный поток в механическом насосе значительно меньше прямого потока газов и паров, можно заменить произведением фактической быстроты откачки S на давление $p_{\text{в}}$. Кроме того, в отношении $\frac{p_{\text{а}}}{p_1}$ давление p_1 заменяется на $p_{\text{в}}$, что более удобно для расчетов. Эта замена исключает из рассмотрения затраты мощности на прохождение газа во входной коммуникации насоса, которые обычно невелики.

При такой замене окончательные выражения для полезной мощности получаются в виде

$$W_{\text{из}} = 0,133 S p_{\text{в}} \ln \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} [\text{вт}]; \quad (4-27)$$

$$W_{\text{ад}} = 0,133 S p_{\text{в}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] [\text{вт}]. \quad (4-28)$$

В этих соотношениях быстрота откачки S выражена в л/сек, давление — в миллиметрах ртутного столба.

В табл. 4-1 для подсчетов мощностей изотермического и адиабатического сжатий приведены значения

$$p_{\text{в}} \ln \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} \quad \text{и} \quad p_{\text{в}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Таблица 4-1

Данные для подсчетов мощностей при адиабатическом и изотермическом сжатии для воздуха ($\kappa = 1,4$) при $p_{\text{а}} = 760$ мм рт. ст. в зависимости от $p_{\text{в}}$

$p_{\text{в}}, \text{ мм рт ст}$	$p_{\text{в}} \ln \frac{760}{p_{\text{в}}}, \text{ мм рт ст}$	$\frac{p_{\text{в}}^{\frac{1,4}{1,4-1}} \times \frac{1,4-1}{1,4}}{\left[\left(\frac{760}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{1,4}{1,4}} - 1 \right]}, \text{ мм рт ст}$
760	0	0
600	142,2	147,0
500	209,5	222,0
400	256,4	281,2
350	271,0	304,0
300	278,0	318,6
280	279,6*	323,4
250	278,0	328,0
231	275,7	328,4*
200	267,0	326,0
100	202,8	276,0
50	136,0	207,0
10	43,3	85,7
5	25,1	56,0
1	12,31	19,80
0,5	3,66	12,45

* Максимум

для воздуха ($\kappa = 1,4$) и $p_{\text{а}} = 760$ мм рт. ст. в зависимости от $p_{\text{в}}$.

Поскольку в механических насосах процесс сжатия протекает по политропе, характеризующей соотношением

$$pV^m = \text{const} [\text{ср. с (4-15)}], \quad (4-29)$$

и показатель политропы m находится в пределах

$$1 < m < \kappa, \quad (4-30)$$

то, повторяя вывод для адиабатического процесса сжатия, мы получим выражение для полезной мощности при политропическом процессе сжатия в виде

$$W_{\text{п}} = 0,133 S p_{\text{в}} \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] [\text{вт}], \quad (4-31)$$

которым и будем в дальнейшем пользоваться.

Анализ соотношений (4-27), (4-28) и (4-31) показывает, что как при $p_b=0$, так и при $p_b=p_a$ полезная мощность равна нулю и что зависимость мощности от давления на входе имеет максимум при $p_b=200-300$ мм рт. ст. (если $p_a=760$ мм рт. ст.). Продифференцируем выражение (4-31) по p_b для определения местоположения максимума:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W_n}{\partial p_b} &= \frac{\partial}{\partial p_b} \left[0,133S \frac{m}{m-1} \left(p_a^{\frac{m-1}{m}} p_b^{\frac{1}{m}} - p_b \right) \right] = \\ &= 0,133S \frac{m}{m-1} \left(p_a^{\frac{m-1}{m}} \frac{1}{m} p_b^{\frac{1-m}{m}} - 1 \right); \\ \frac{\partial W_n}{\partial p_b} &= 0 \text{ при } \frac{1}{m} p_a^{\frac{m-1}{m}} p_b^{\frac{1-m}{m}} - 1 = 0, \end{aligned}$$

откуда следует, что максимальная мощность достигается при давлении на входе

$$p_b^* = \frac{p_a}{m^{\frac{m}{m-1}}} \quad (4-32)$$

и зависит от показателя политропы m (табл. 4-2).

Таблица 4-2
Значения входного давления p_b^* при которых достигается максимальная мощность сжатия, в зависимости от m при $p_a=760$ мм рт. ст.

m	1 (изотерма)	1,2 (политропа)	1,4 (адиабата)
$\frac{m}{m-1}$	0,368	0,334	0,307
p_b^*	280	250	234

при $p_b=0$ и $p_b=p_a$ объясняется тем, что при малых p_b количество газа, поступающего в насос, невелико и полезная мощность уменьшается, несмотря на необходимость большего сжатия для достижения давления выхлопа. При больших

p_b (выше p_b^*) количество газа, поступающего в насос, велико, но необходимо меньшее сжатие для достижения выхлопного давления и полезная мощность уменьшается.

При увеличении выхлопного давления (например, при затяжке пружины клапана) местоположение максимума сдвигается в сторону высоких давлений, как это видно из соотношения (4-32), и величина потребляемой полезной мощности повышается.

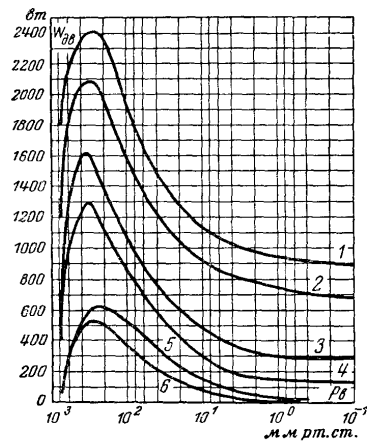


Рис 4-21. Мощность, потребляемая двигателем насоса с быстрой откачки 15 л/сек. 1 — температура масла 35° С, 2 — то же 40° С, 3 — то же 60° С, 4 — то же 90° С, 5 — теоретическая кривая при адиабатическом сжатии, 6 — то же при изотермическом сжатии.

Зависимость полезной мощности от входного давления показана на рис. 4-21 для изотермического (кривая 6) и адиабатического (кривая 5) процессов сжатия.

При малых входных давлениях, близких к остаточному, вся мощность, потребляемая насосом, является мощностью потерь. Мощность потерь несколько зависит от давления на входе насоса, но обычно эта зависимость в расчет не принимается и мощность потерь считается неизменной во всем диапазоне входных давлений механического насоса. Практически уже при давлениях, меньших 1 мм рт. ст. полная потребляемая мощность соответствует

мощности потерь, поскольку полезная мощность при таких давлениях становится исчезающе малой величиной (см. кривые 1—4 на рис. 4-21).

Работа трения зависит от вязкости масла, поэтому мощность потерь заметно уменьшается с увеличением температуры масла, как это показано на рис. 4-22, где приведена мощность, потребляемая двигателем насоса ВН-2 в зависимости от температуры масла при работе без нагрузки (см. также рис. 4-10).

Поскольку обычно измеряется мощность, потребляемая двигателем, мощность, потребляемую насосом, приходится подсчитывать, принимая во внимание к. п. д. двигателя и передачи. Подсчет мощности, потребляемой насосом, производится по формуле

$$W = W_{дв} \eta_{дв} \eta_{пер}, \quad (4-33)$$

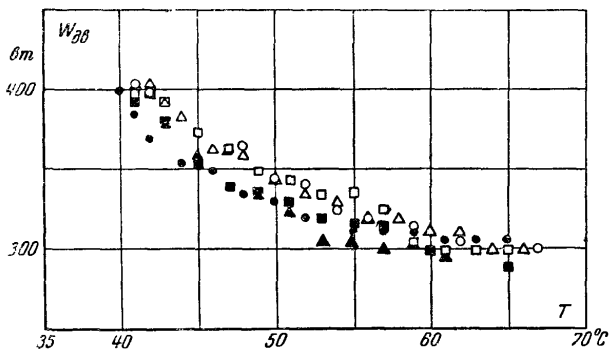
где W — мощность, потребляемая насосом;

$W_{дв}$ — мощность, потребляемая двигателем;

$\eta_{дв}$ — к. п. д. двигателя;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи.

Для клиноременной передачи обычно считают $\eta_{пер} \approx 0,8$.



Номер испытания	Масло	
	ВМ-4	Опытное
1	○ ○ ○ ○	● ● ● ●
2	△ △ △ △	▲ ▲ ▲ ▲
3	□ □ □ □	■ ■ ■ ■

Рис. 4-22. Мощность, потребляемая двигателем насоса ВН-2 в зависимости от температуры масла при работе без нагрузки.

В табл. 4-3 приведены экспериментальные данные по мощности, потребляемой двигателями ряда двухступенных насосов при достижении остаточного давления, соответствующие мощности потерь насосов, подсчитанные по формуле (4-33), и номинальные мощности двигателей. Приведенные в табл. 4-3 данные показывают, что мощность потерь насосов составляет лишь 25—30% номинальной мощности двигателей. Дело в том, что мощность двигателя определяется, как правило, не максимальным значением потребляемой насосом мощности, а необходимым для дистанционного запуска насоса пусковым моментом.

Коэффициентом полезного действия насоса при некотором давлении на входе называют отношение полезной мощности, определенной расчетным путем, к полной мощности, потребляемой насосом. Наибольшее значение к. п. д., даже для одноступенных насосов, не превышает обычно 45—50%. В практике этой характеристикой пользуются редко.

С увеличением числа оборотов мощность потерь (при постоянной температуре масла) возрастает, как это показано на рис. 4-23 для насоса ВН-1, где приведена мощ-

Таблица 4-3

Мощности потерь двухступенных насосов

Тип насоса	ВН-1	ВН-2	РВН-20	ВН-461М	ВН-494
Номинальная мощность двигателя $W_{ном}$, <i>вт</i>	2 800	1 700	600	600	600
Мощность, потребляемая двигателем при достижении остаточного давления $W_{дв}$, <i>вт</i>	900	390	220	220	160
Мощность потерь насоса $W_{тр}$, <i>вт</i>	560	255	146	146	93

ность, потребляемая двигателем, в зависимости от числа оборотов вала насоса. Из рис. 4-23 видно, что с ростом числа оборотов при постоянной температуре масла мощность растет приблизительно линейно вплоть до 600 об/мин. Однако у насосов, работающих с постоянными условиями охлаждения, температура масла с ростом числа оборотов

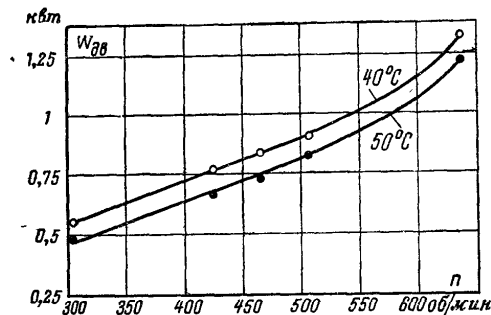


Рис. 4-23. Мощность, потребляемая двигателем в зависимости от числа оборотов (насос ВН-1).

тоже возрастает и мощность потерь может расти не так заметно. Можно отметить, что поскольку с увеличением радиуса R рабочей камеры площадь поверхностей трения растет пропорционально R^2 , мощность потерь также пропорциональна R^2 .

4-6. УДЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для сравнения различных типоразмеров насосов пользуются удельными характеристиками. Эти характеристики с учетом стоимости оборудования позволяют также оценить стоимость получения вакуума.

Чаще всего для оценки экономичности насоса в практике используют зависимость величины отношения быстроты откачки S к потребляемой двигателем мощности $W_{дв}$ от давления на входе, т. е. отношение $\frac{S}{W_{дв}}$ (или обратную

величину $\frac{W_{дв}}{S}$). На рис. 4-24 приведены зависимости $\frac{S}{W_{дв}}$

для ряда отечественных двухступенных насосов. Геометрическая быстрота откачки этих насосов возрастает в последовательности ВН-494, ВН-461М, РВН-20, ВН-2, ВН-1 (см. приложение III). Из рис. 4-24 видно, что чем крупнее насос, тем большую быстроту откачки он обеспечивает на единицу потребляемой двигателем мощности, тем он эко-

номичнее. Это объясняется тем, что быстрота откачки возрастает пропорционально R^3 , а площадь поверхностей трения $\sim R^2$, поэтому $\frac{S}{W_{дв}} \sim \frac{R^3}{R^2} \sim R$, т. е. возрастает с увеличением радиуса окружности рабочей камеры.

Из рассмотрения рис. 4-24 можно также заключить, что двухступенные насосы для длительной работы выгоднее всего использовать при входных давлениях от не-

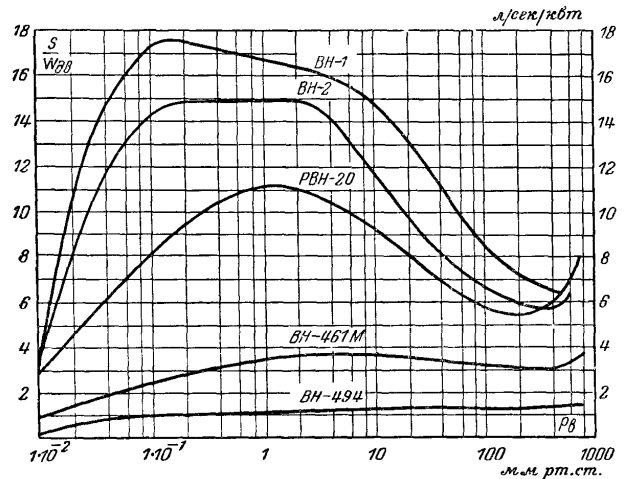


Рис. 4-24. Быстрота откачки на единицу мощности, потребляемой двигателем, в зависимости от давления для двухступенных насосов.

скольких миллиметров ртутного столба до 0,1 — 0,05 мм рт. ст.

От насоса определенных размеров выгодно получить как можно большую быстроту откачки за счет увеличения числа оборотов (конечно, при условии, что рост рабочей температуры масла не поведет к значительному увеличению остаточного давления). На рис. 4-25 показано изменение мощности, потребляемой двигателем на единицу быстроты откачки (т. е. $\frac{W_{дв}}{S}$) с изменением числа оборотов насоса ВН-1 при $p_в = 80$ мм рт. ст. и при температуре

масла 50° С, откуда видно, что в диапазоне 300—500 об/мин величина $\frac{W_{дв}}{S}$ при постоянной температуре масла растет весьма незначительно и резко возрастает после 500 об/мин. Это объясняется ростом мощности (см. рис. 4-23) и уменьшением коэффициента подачи λ_n (т. е. нелинейностью роста быстроты откачки, см. рис. 4-18) с увеличением числа оборотов. Отметим, что выпускаемые заводом насосы ВН-1 имеют скорость вращения 500 об/мин.

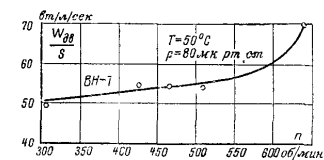


Рис. 4-25 Изменение мощности, потребляемой двигателем на единицу быстроты откачки, с изменением числа оборотов (насос ВН-1).

Если зависимости быстроты откачки и потребляемой двигателем мощности от давления неизвестны, для сравнения насосов можно использовать отношение геометрической быстроты откачки S_r к номинальной мощности двигателя $W_{ном}$, т. е. $\frac{S_r}{W_{ном}}$ (или обратную величину $\frac{W_{ном}}{S_r}$).

Для сравнения насосов можно также пользоваться отношением геометрической быстроты откачки S_r к весу насоса P_n , т. е. величиной $\frac{S_r}{P_n}$ (или обратной величиной $\frac{P_n}{S_r}$).

Ясно, что при высоких давлениях одноступенный насос имеет более выгодные удельные характеристики по сравнению с двухступенным с такими же размерами рабочей камеры.

4.7. МАСЛА ДЛЯ НАСОСОВ

Выше отмечалось, что такие характеристики механических насосов, как остаточное давление и мощность потерь, зависят в основном от свойств применяемого масла. Поэтому к маслам для насосов предъявляют наряду с обычными ряд специальных требований.

Поскольку масло служит для уплотнения зазоров между областями с различными давлениями, то оно должно обладать достаточной вязкостью при рабочей температуре

насоса. Весьма существенно также наличие хорошего смазывания, поэтому чрезмерно вязкие масла не могут применяться без разжижающих добавок. Кроме того, при чрезмерной вязкости масла сильно возрастает мощность потерь насоса. Иногда выдвигается требование, чтобы вязкость масла слабо изменялась с температурой, однако следует учесть, что интервал рабочих температур насосов в обычных эксплуатационных условиях не очень широк (практически 50—90° С при температуре окружающей среды около 20° С) и от последнего требования можно отказаться.

Обычно для механических масляных насосов используют автомобильные и турбинные масла после отгонки самых тяжелых и самых легких фракций. На рис. 4-26 приведены зависимости вязкости от температуры для наиболее распространенного в СССР масла ВМ-4 и иностранных масел Гаргойль ДТЕ и Шелл СУ-2. Все они обладают вязкостью $\sim 7-10^6$ Е (градусов Энглера) при температуре 50° С.

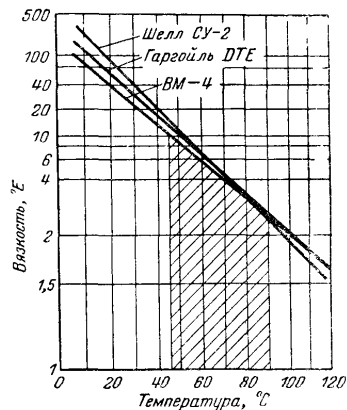


Рис. 4-26 Вязкость масел для механических насосов в зависимости от температуры.

Поскольку полное остаточное давление насоса определяется давлением паров наиболее летучих компонентов, от масла требуется, чтобы оно не содержало легколетучих фракций. Как известно, характеристикой этого может служить температура вспышки: чем меньше содержание легколетучих компонентов, тем выше температура вспышки масла. У масел для механических масляных насосов она лежит не ниже 200° С. Во всяком случае давление насыщенных паров летучих компонентов не должно превышать требуемого остаточного давления.

В табл. 4-4 приведены некоторые данные анализов для масел ВМ-4, Гаргойль ДТЕ и Шелл СУ-2, однако окончательное суждение о пригодности масла для использования

в механическом насосе можно получить лишь в результате практических испытаний, даже в случае приемлемых данных анализа. Результаты анализа могут служить основой лишь для решения о непригодности масла.

Масло должно как можно меньше осмоливаться и изменяться в процессе работы. Сильное осмоливание некоторых масел может происходить при длительной откачке воздуха с высоким давлением на входе.

Таблица 4-4

Данные анализов различных масел

Сорт масла	ВМ 4	Shell SY 2	Гаргойль ВТЕ
Удельный вес . . .	0,906	0,913	0,877
Температура вспышки . . .	210° С	225° С	232° С
E/20 . . .	50	78	56
E/50 . . .	7,5	9,5	9,4
E/100 . . .	1,9	1,9	1,97
Точка затвердевания . . .	-10° С	-15° С	—
Кислотность . . .	0,2	0,05	—

Масла, содержащие серу, как правило, непригодны для использования в механических насосах, поскольку сера способствует осмолиению масла.

Как упоминалось выше, обогащение масла легколетучими компонентами происходит вследствие полусухого трения в насосе и крекинга масла на трущихся поверхностях. Полусухое трение имеет место в связи с прорывами масляной пленки.

Удобный метод определения характера смазывания (трения) в механизме работающего насоса был использован Хоккли и Буллем в отмеченной выше работе [Л. 11]. В их опытах измерялась величина электрического сопротивления между подвижными и неподвижными деталями насоса. Поскольку тонкая масляная пленка обладает очень большим электрическим сопротивлением, а при наличии металлического контакта электрическое сопротивление очень невелико, то по величине сопротивления можно судить о характере смазывания в механизме насоса.

Осмоливание масла ведет к отложению смолистых осадков на поверхностях насоса, что может повести вначале к ненормально высокому потреблению мощности, а затем и к прочному закливанию движущихся частей насоса. При этом приходится разбирать насос и тщательно очищать каждую деталь шабером из мягкого металла, так как подходящих растворителей не имеется. Масла, содержа-

Схема оборудования для проведения этих испытаний приведена на рис. 4-27. Изменение напряжения между ротором и корпусом насоса использовалось (при наличии соответствующего усилителя) для вертикального (по оси Y) отклонения луча в электронно-лучевой трубке. Разверт-

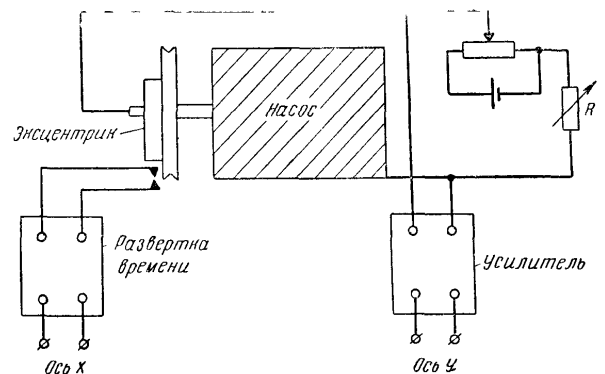


Рис. 4-27. Схема устройства для определения характера смазывания в механизме насоса.

ка времени (по оси X) включалась с помощью эксцентрика, установленного на валу насоса, как это видно из рис. 4-27. Сопротивление R включено для калибровки прибора. Электрический контакт с вращающимся валом насоса достигался при помощи гибкого валика, погруженного одним концом в ртутную ванну (рис. 4-28).

При использовании этой аппаратуры гидродинамическое смазывание характеризуется наибольшим вертикальным отклонением, а полное разрушение масляной пленки — нулевым отклонением. Измерения остаточного давления производились с по-

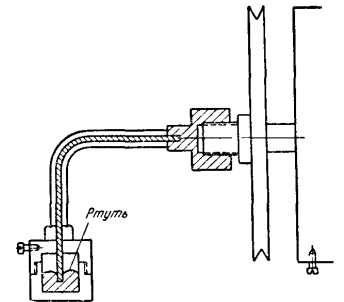


Рис. 4-28. Гибкий валик для достижения электрического контакта с валом насоса.

мощью радиоактивного ионизационного манометра («каль-фатрона»). Осциллограммы, соответствующие типичным условиям смазывания в пластинчато-роторных насосах в зависимости от температуры масла, приведены на рис. 4-29. Там же указаны соответствующие значения остаточного давления.

Описанная методика позволила провести исследование некоторых присадок, добавляемых к маслу с целью создания условий для жидкостного трения в механизме насоса. Осциллограммы, полученные при работе на масле с добавкой одной из исследуемых присадок, показаны на

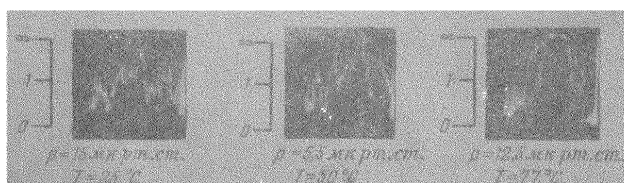


Рис. 4-29. Осциллограммы, характеризующие условия смазывания при работе на минеральном масле Regent 7030.

рис. 4-30, откуда видно, что прорывы масляной пленки стали более редкими, чем это было при работе на обычном масле (см. рис. 4-29). Поскольку от присадок требуется, чтобы они не содержали легколетучих компонентов, то при исследовании присадок (так же как и при исследовании масел) измеряется не только электрическое сопротивление, но и остаточное давление в зависимости от температуры масла.

Другой причиной, вызывающей изменение состава масла в процессе работы, является влияние откачиваемых газов и паров. При нормальной эксплуатации масло в насосах, откачивающих только воздух или неагрессивные газы, не ухудшается даже после нескольких месяцев работы. Откачка агрессивных агентов (SO_2 , Cl_2 , F_2 , а также кислот, ацидридами или производными которых являются эти окислители) вызывает более или менее быструю порчу масла. Например, при откачке хлора масло приобретает темный цвет от взвешенных в нем продуктов окисления;

100

на остаточном давлении это почти не сказывается, но ведет к осмоливанию, и масло приходится менять очень часто, если не пользоваться устойчивыми к хлору маслами.

Особенно часто приходится откачивать пары воды и таких растворителей, как спирт, ацетон, четыреххлористый углерод, эфир, бензол и др. Достаточно заметить, что перед откачкой почти любого объема в нем содержатся пары воды, если не принимались меры по осушке напускаемого в объем атмосферного воздуха. Подробнее действие кон-

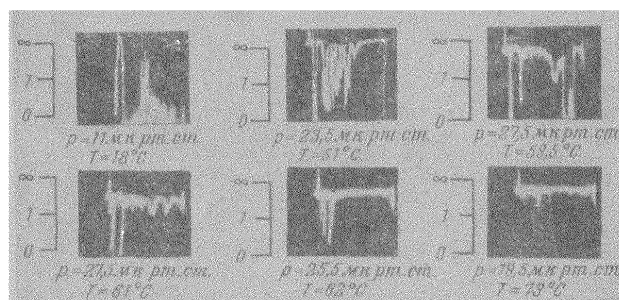


Рис. 4-30. Осциллограммы, характеризующие условия смазывания при работе на минеральном масле Regent 7030 с присадкой Antoxydant.

денсируемых паров на характеристики механических масляных насосов и способы откачки конденсируемых паров рассмотрены в гл. 5. Здесь мы только отметим, что при откачке большинства конденсируемых паров масло насыщается конденсатом, который имеет высокое давление пара, и остаточное давление насоса резко увеличивается. Кроме того, как при откачке агрессивных сред, так и при откачке паров воды происходят коррозия поверхностей насоса и осмоление масла. Обычно требуют, чтобы масло имело как можно меньшую способность образовывать эмульсии с водой. По данным М. Л. Алашкевича очистка масла ВМ-4 с помощью отбеливающих земель от смол, способствующих образованию эмульсии масла с водой, и добавка 5% полисилоксановой жидкости значительно улучшают свойства этого масла при откачке паров воды.

Остальные требования к маслам для механических ма-

101

сляных насосов (низкая кислотность и пр.) находятся, как правило, в пределах, обычных для промышленных минеральных масел.

4-8. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

У изготавливаемых в настоящее время пластинчато-роторных и пластинчато-статорных насосов быстрота откачки редко превышает 20—30 л/сек. Чаще всего эти типы насосов имеют быстроту откачки от 0,2 до 3—5 л/сек. Самую большую быстроту откачки имеют насосы плунжерного типа (до $S_r \approx 850$ л/сек). У плунжерных насосов быстрота откачки лежит обычно не ниже 3—5 л/сек, хотя известны и модели с быстротой откачки ~ 1 л/сек. Малые насосы плунжерного типа делать, по-видимому, нерационально, поскольку в изготовлении они более сложны, чем пластинчато-роторные и пластинчато-статорные, хотя и более надежны в эксплуатации.

Применявшийся ранее для всех насосов способ герметизации рабочих камер от попадания атмосферного воздуха путем погружения их в коробку с маслом ныне, с появлением вакуумно-плотного литья, применяется почти исключительно для самых малых насосов. У таких насосов соединения между цилиндром и крышками рабочей камеры не нуждаются в каком-либо дополнительном уплотнении. Если же рабочая камера не погружена в коробку с маслом, то места соединения крышек с цилиндром смазываются шеллаком или глифталевым лаком или же в местах соединения устанавливаются резиновые прокладки с целью герметизации от натекания атмосферного воздуха. Для предотвращения попадания атмосферного воздуха в камеры насоса вдоль вала, выходящего в атмосферу, прибегают к подаче масла в камеру насоса вдоль этого вала через корпус сальника. Как видно из рис. 4-31, в корпус сальника 1 запрессована бронзовая втулка 3, находящаяся в контакте с кольцом 5, имеющим возможность осевого перемещения, и закрепленная на валу штифтом-шпонкой 8. Соприкасающиеся поверхности втулки и кольца притерты и плотно прижаты друг к другу пружиной 6. Усилие пружины передается на кольцо 5 через резиновую манжету 10, плотно сидящую на валу и предотвращающую протекание масла через зазор между кольцом 5 и валом. Обечайка 9 плотно прижимает манжету к валу. Кольцо 4 и обойма 7 являются опорными деталями для пружины. Кольцо 4, закрепленное на валу штифтом-шпонкой, имеет

возможность осевого смещения и прижимается к крышке 2 подшипника. Масло, попадающее в сальник из маслопровода, подсоединенного к резьбовому отверстию в корпусе 1, поступает через отверстия в крышке 2 в подшипник и далее через отверстие в крышке рабочей камеры в рабочую камеру насоса.

Входные патрубки малых насосов (до ~ 3 л/сек) изготавливаются в виде оливок под резиновый шланг или же вакуумного ввода для подсоединения трубки (см., например, «грибок» на рис. 8-15). У более крупных насосов конструкция входного патрубка предусматривает постановку вакуумных вентилях (затворов) или фланца вакуумной коммуникации через резиновую прокладку, причем болты ввертываются обычно в накидное кольцо на патрубке или же накидное кольцо предусмотрено у фланца трубопровода (рис. 4-32). Во входных патрубках некоторых насосов поставлены металлические сетки, предотвращающие попадание в насос мелких предметов (гаек, осколков стекла,

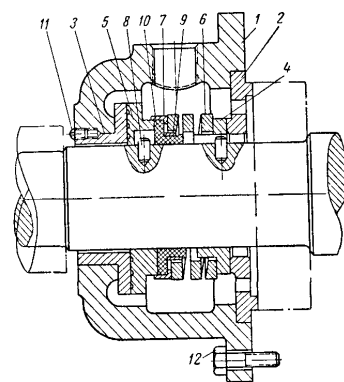


Рис. 4-31. Сальник насоса ВН-6.

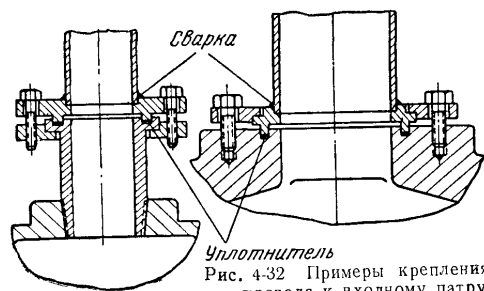


Рис. 4-32. Примеры крепления трубопровода к входному патрубку.

капель металла от электросварки и т. п.), выводящих насос из строя. Слишком мелкие сетки не применяются, так как они значительно снижают быстроту откачки. При расчете на аккуратную эксплуатацию сеток во входном патрубке не ставят.

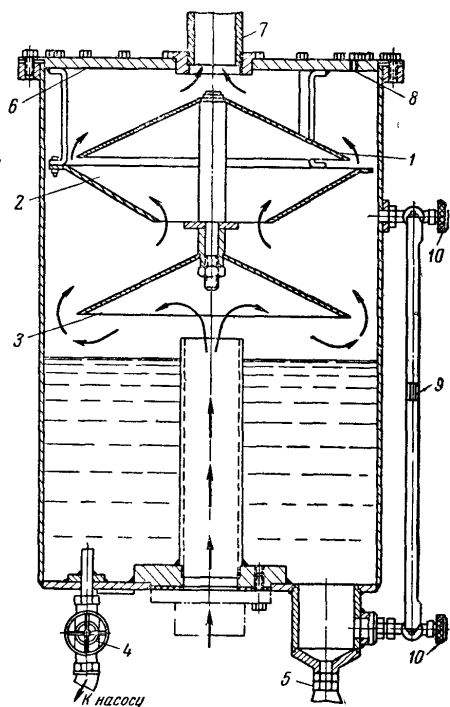


Рис. 4-33. Маслобак насоса ВН-6.

Масляный резервуар либо выполняется заодно с корпусом насоса и соединяется с отверстиями для подачи масла в рабочую камеру специальными сверлениями, либо изготавливается в виде отдельного маслобака (рис. 4-33), соединенного трубками для подвода масла с соответствующими местами корпуса. Как видно из рис. 4-33, ко-

нец заборной трубки установлен на некоторой высоте над дном маслобака, что до некоторой степени предотвращает попадание грязи и воды в насос (см. также рис. 4-11). Маслобаки делаются разборными для удобства промывки.

Если остановить насос и оставить его под вакуумом (т. е. не напустить воздух на вход насоса), то масло, находящееся под воздействием атмосферы, «засасывается» в насос и вакуумную коммуникацию. Для предотвращения этого в маслопроводе ставится запорный вентиль (кран), который перед остановкой насоса закрывают и открывают только после пуска насоса. В случае аварийной остановки насоса вентиль следует немедленно перекрыть, что не всегда выполняется при ручном управлении. В связи с этим в маслопроводах некоторых насосов устанавливают автоматические запорные вентили как электромагнитные, включающиеся и выключающиеся одновременно с электродвигателем, так и приводящиеся в действие при помощи передачи от шкива насоса.

На рис. 4-34 показан центробежный механизм (реле оборотов) для автоматического открытия и закрытия масляного крана насоса ВН-7*. При включении насоса приводится во вращение вал 4, постоянно связанный со шкивом насоса через резиновый диск 2, сидящий на ступице 1 вала. При этом грузы 3 раздвигаются, вызывая перемещение ползуна 5 и толкателя 6 вправо. При достижении рабочего числа оборотов преодолевается сопротивление пружины 8 и рычаг 7 поворачивается вокруг оси 9, перемещая вверх тягу 10, которая и открывает масляный кран. В конструкции предусмотрены два концевых выключателя (на рисунке не показаны), которые можно использовать для включения и выключения сигнальных лампочек, свидетельствующих об открытии или закрытии масляного крана. Попадание большого количества масла в камеру насоса затрудняет пуск и может служить причиной срезания шпонки на валу насоса. Если большое количество масла попало в камеру, при пуске необходимо повернуть шкив от руки на 2—3 об и только после этого включить двигатель. Поэтому в дистанционно управляемых насосах установка автоматического запорного вентиля в маслопроводе обязательна.

* Дистанционно управляемый насос ВН-7 отличается от насоса ВН-4 только наличием автоматического вентиля в маслопроводе и водяного реле в системе охлаждения.

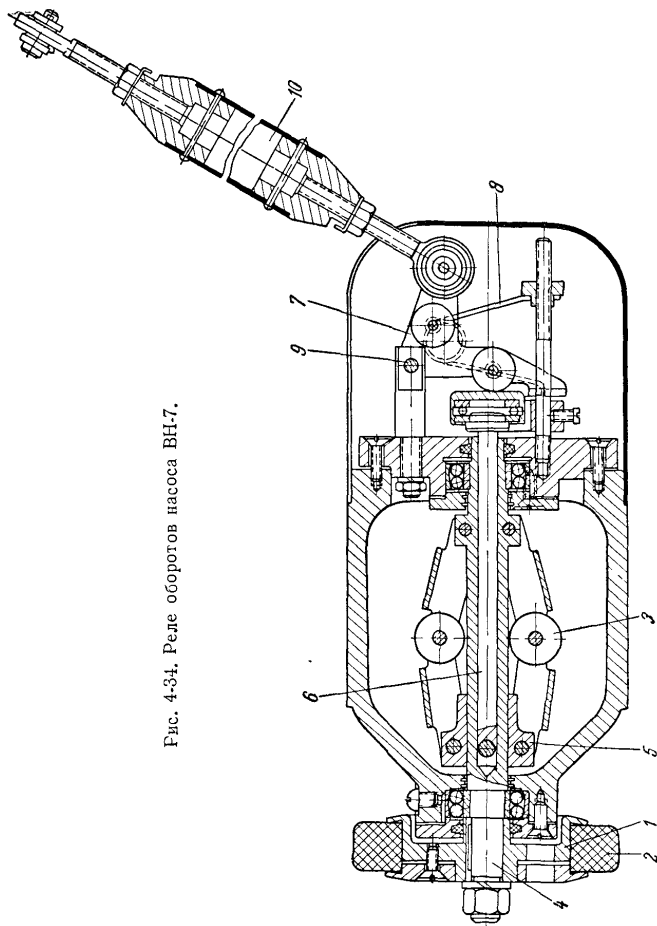


Рис. 4-34. Реле оборотов насоса ВН-7.

Масло проникает в остановленный насос и через клапан. Для того чтобы ограничить количество масла, попадающего в насос через клапан, от масла, содержащегося в насосе, отделяют при помощи специального кожуха небольшой объем, окружающий клапан. При остановке насоса обратно в камеру проникает только этот небольшой объем масла. Так, например, из маслобака, схема которого приведена на рис. 4-33, через клапан в камеру может

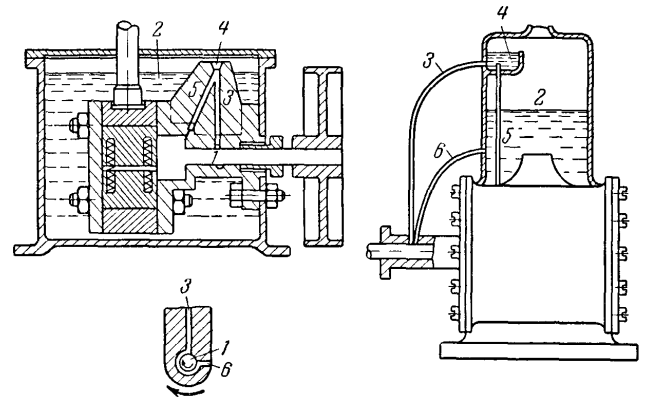


Рис. 4-35. Насос с питанием маслом из выше расположенного резервуара.

1 — маслонасос; 2 — уровень масла в основном резервуаре; 3 — канал для подачи масла в малый резервуар, 4 — малый резервуар, 5 — канал для подачи масла в насос, 6 — канал для подачи масла к маслонасосу.

проникнуть только объем масла, содержащийся в клапанной коробке и выходной трубе, соединяющей клапанную коробку с маслобаком, поскольку кромка выхлопной трубы находится выше уровня масла в маслобаке. В некоторых насосах уменьшено общее содержание масла, так что небольшое количество его находится только над клапаном.

На рис. 4-35 показана схема насоса [Л. 9], в котором подача масла в рабочую камеру и к клапану производится из малого дополнительного резервуара, куда масло подается из расположенного выше основного резервуара небольшим маслонасосом, сидящим на валу вакуумного насоса. При остановке насоса подача масла в дополнительный резервуар прекращается.

Имеются и другие устройства, предотвращающие попадание масла в остановленный насос или из насоса в вакуумную коммуникацию.

Выхлопные клапаны у малых насосов изготавливаются чаще всего шариковыми, у крупных насосов — пластинчатыми или в виде тарельчатых клапанов. На рис. 4-36 показан пластинчатый выхлопной клапан насоса ВН-1. Все детали клапана монтируются на двух направляющих шпильках

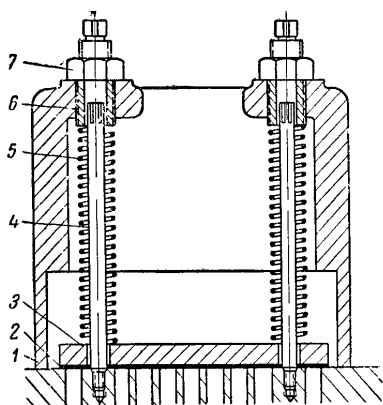


Рис. 4-36. Пластинчатый выхлопной клапан насоса ВН-1.

как 4, у каждой из которых один конец ввернут в корпус насоса, а другой входит в отверстие регулировочного болта 6, ввернутого в корпус 1 клапана. Корпус клапана крепится к корпусу насоса болтами. Давление пружин 5 на пластину 2 клапана, которая перекрывает одновременно ряд выхлопных отверстий, передается через планку 3.

На рис. 4-37 показан более простой по устройству тарельчатый клапан. Такие клапаны начали в последнее время применяться для отечественных насосов.

При выхлопе из рабочей камеры выбрасываются газы и масло. Если насос работает при давлении на входе больше ~ 1 мм рт. ст., происходит образование масляного тумана, который выходит из насоса в виде сизо-белого дыма; насос, как говорят, «дымит». Удержать полностью масляный туман не удается даже очень плотными фильтрами.

Выхлопные отверстия насосов с быстротой откачки свыше 2—3 л/сек изготавливаются таким образом, что к ним можно подсоединить выхлопную коммуникацию (дюритовый шланг или металлическую трубу), так как при длительном выделении масляного тумана все предметы в помещении, где установлен насос, покрываются тонким слоем масла¹. Кроме того, масляный туман в больших количествах взрыво- и пожароопасен.

При еще более высоких давлениях проходящий через насос поток воздуха увлекает за собой крупные капли масла; если не приняты соответствующие конструктивные меры, из выхлопного отверстия насоса выбрасываются брызги и даже струи масла. Особенно резкие выбросы могут наблюдаться при резком пуске насоса, когда выбрасывается масло, попавшее в рабочую камеру остановленного насоса. Для предотвращения выбросов масла при пуске и

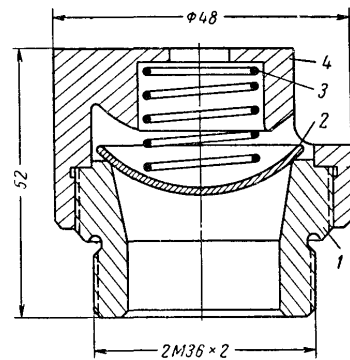


Рис. 4-37. Тарельчатый выхлопной клапан.

1 — седло, 2 — тарелка; 3 — пружина, 4 — упор.

работе на повышенных давлениях у выхода насоса устанавливаются маслоотбойные устройства (маслоотбойники) самых различных конструкций. Если у насоса имеется маслобак, то в нем удобно расположить маслоотбойные щитки, как это видно на рис. 4-33. В малых насосах, помещенных в масляную ванну, для предотвращения выбросов масла достаточно щитка, помещенного у выхлопного отверстия насоса, так как энергия выброшенного масла «гасится» в масляной ванне.

Иначе обстоит дело с насосами, у которых масляный резервуар выполнен за одно целое с корпусом. При работе таких насосов на повышенных давлениях все имеющееся в насосе масло собирается над выхлопным клапаном, и

¹ Плотные фильтры, частично удерживающие масляный туман, неприемлемы на выходе газобалластных насосов, что подробно рассмотрено в гл. 5.

если там не имеется полости достаточных размеров, то начинаются выбросы масла через выхлопное отверстие. Поскольку у насосов ВН-1 и ВН-2 не имеется над выхлопными клапанами полости достаточных размеров, то у них применяются маслоотбойники, ввертывающиеся в отверстие корпуса над выхлопным клапаном. На рис. 4-38 показан заводской маслоотбойник насоса ВН-2, содержащий ряд щитков и фильтр из прессованной металлической стружки.

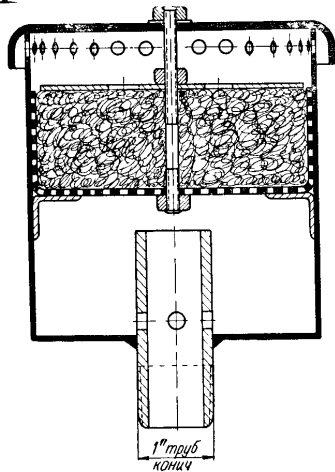


Рис. 4-38. Маслоотбойник (фильтр) насоса ВН-2.

Такие маслоотбойники не допускают выбросов масла при пуске и кратковременной работе на повышенных давлениях, однако для длительной работы на давлениях выше 3—5 мм рт. ст. они непригодны. Дело в том, что сильный поток воздуха, увлекающий масло в маслоотбойник, препятствует обратному стеканию масла из маслоотбойника в насос. Поскольку объем маслоотбойника невелик, масло при достаточно длительной работе на высоких давлениях заполняет его целиком и начинает вытекать наружу. При этом необходимо на некоторое время перекрыть вентиль на входе насоса, чтобы масло в отсутствие потока воздуха могло стечь обратно, после чего можно вновь продолжать откачку. Можно также открывать вентиль на входе при высоких давлениях неполностью, чтобы дросселировать поток воздуха, т. е. чтобы давление непосредственно на входе насоса не было в процессе откачки высоким. Таким образом, при откачке больших объемов приходится сознательно удлинять время откачки, чтобы не потерять масло, залитое в насос.

Для предотвращения выброса масла можно прибегнуть к увеличению объема маслоотбойника (обычно за счет увеличения длины), но это не всегда возможно. Для насосов ВН-1 и ВН-2 предложена конструкция маслоотбойника,

показанная на рис. 4-39. Поток воздуха с каплями масла попадает через патрубок 5 в фигурную коробку 6, где он приобретает вращательное движение вокруг оси маслоотбойника и выбрасывается на стенки корпуса 4. Масло стекает по стенкам на дно, воздух же с масляным туманом выходит через выхлопной патрубок 2 и попадает в выхлопной шланг, надетый на оливку 3 выхлопного патрубка,

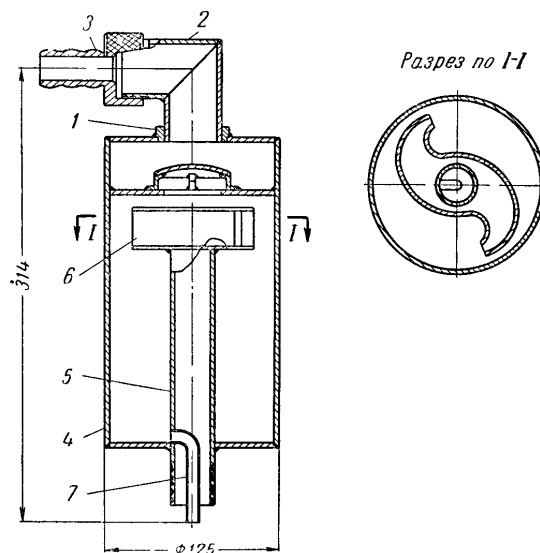


Рис. 4-39. Маслоотбойник к насосам ВН-1 и ВН-2.

ка. Масло, стекшее на дно маслоотбойника, стекает в насос по трубке 7, конец которой опущен ниже ввертываемого в насос патрубка 5, и поток воздуха не препятствует стеканию масла. В маслоотбойнике устанавливается равновесие между потоками попадающего и стекающего масла, так что он не заполняется полностью.

Насосы с быстротой откачки до 20—30 л/сек имеют обычно воздушное охлаждение, более крупные — водяное. Даже для самых крупных насосов расход воды не превышает 15—20 л/мин, поскольку на повышенных давлениях,

когда происходит большое выделение тепла, насосы работают весьма непродолжительное время.

Двухступенные насосы чаще всего изготавливаются в виде двухкамерных насосов (с двумя последовательно работающими камерами в одном корпусе), однако имеются конструкции, в которых в двухступенный насос объединяются два отдельных одноступенных насоса. В первом случае обе камеры имеют одинаковые размеры, что более

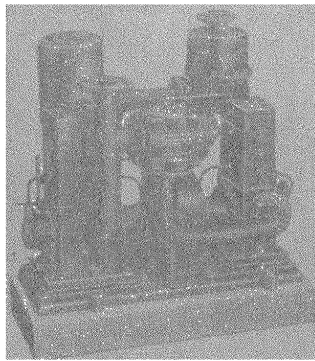


Рис. 4-40. Установка из двух насосов, которые могут переключаться с параллельной работы на последовательную.

удобно в изготовлении, но ведет к излишним затратам мощности во второй ступени (вспомогательной), так как, вообще говоря, вторая ступень может иметь несколько меньшие размеры, чем первая («высоковакуумная»). Объединение двух разных одноступенных насосов в двухступенный позволяет экономить мощность за счет уменьшения мощности потерь второй ступени. На рис. 5-38 (см. гл. 5) показан двухступенный насос, состоящий из двух разных одноступенных насосов. Остаточное давление одноступенного насоса (по воздуху) составляет $\sim 6 \cdot 10^{-3}$ мм

рт. ст., двухступенного — $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. Выпускается ряд таких насосов с быстрой откачки 14—165 л/сек, причем быстрота откачки второй ступени относится к быстроте откачки первой ступени, как $\frac{1}{12} : \frac{1}{30}$.

Представляет интерес насосная установка, показанная на рис. 4-40, состоящая из двух разных насосов, которые при помощи крана могут переключаться с параллельной работы на последовательную [Л. 13]. Работа такой установки понятна из схемы, приведенной на рис. 4-41. Автоматический клапан 4 закрывается при последовательном соединении под действием разности давлений на сторонах выхлопа насосов. Выпускается ряд таких установок с гео-

метрической быстрой откачки от 16,5 л/сек при параллельной работе насосов (12,5 л/сек при последовательной) до 165 л/сек при параллельной работе (~ 110 л/сек при последовательной). Отношение значений быстроты откачки насосов, входящих в установку, лежит в пределах 1,33—1,56. Остаточное давление при параллельной работе составляет 30—50 мк. рт. ст., при последовательной — 1—3 мк рт. ст. Конструкция крана для переключения с параллельной работы на последовательную показана на рис. 4-42.

В ламповой промышленности получили широкое распространение многокамерные насосы, представляющие собой группы насосов, работающих от общего двигателя. Такая конструкция удобна для размещения под ламповым автоматом, где каждый насос откачивает отдельную позицию. На рис. 4-43 показан 10-камерный насос, причем две камеры используются в качестве насосов предварительного разрежения для остальных восьми.

На рис. 4-44 [Л. 13] показано устройство отдельного двухступенного насоса с остаточным давлением 10^{-4} — 10^{-5} мм рт. ст. Выпускаются два типа такого насоса: с быстротой откачки 1,4 и 2,8 л/сек. Внешний вид такого насоса показан на рис. 4-45, б. Насос а на рис. 4-45 состоит из одного насоса, погруженного в масляную ванну и снабженного двигателем и шестеренной передачей. Насосы в и г представляют собой соответственно сдвоенный и счетверенный насосы, собран-

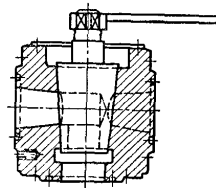


Рис. 4-42. Конструкция крана к установке, показанной на рис. 4-40.

8 Кузнецов В. И.

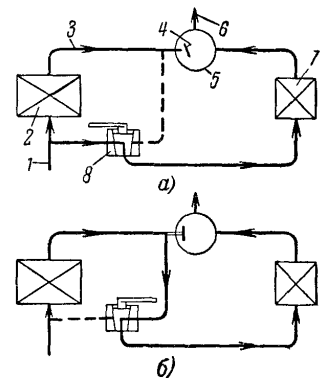


Рис. 4-41. Схема работы установки приведенной на рис. 4-40.

а — параллельное соединение; б — последовательное соединение 1 — входной патрубок; 2 — насос; 3 — трубопровод; 4 — автоматический клапан; 5 — бак на выходе; 6 — выхлоп; 7 — насос; 8 — кран.

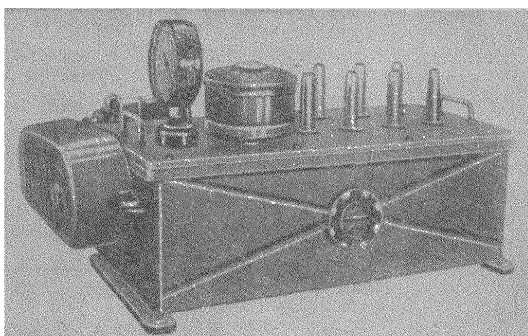
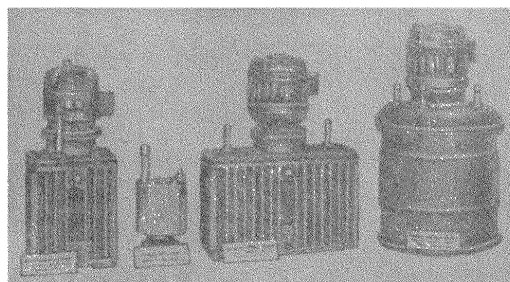


Рис. 4-43. Десятикамерный насос, в котором две камеры используются как насос предварительного разрежения.



а) б) в) г)

Рис. 4-45. Параллельное соединение насосов.

а — одинарный насос, б — внешний вид насоса, схема которого приведена на рис. 4-44, в — двойной насос, г — счетверенный насос

ные из работающих параллельно отдельных насосов, т. е. имеют удвоенную и учетверенную быстроту откачки и то же остаточное давление.

4-9. ГЕРМЕТИЧНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ («вакуумные компрессоры»)

В лабораториях и промышленности встречается необходимость в перекачке газов из одного сосуда в другой, причем требуются как можно более полное удаление газа из откачиваемого сосуда, отсутствие потерь при перекачке (вследствие ценности или ядовитости газа) и предотвращение попадания атмосферного воздуха в перекачиваемый газ. Обычные вакуумные насосы не пригодны для этой цели, так как у них не предусмотрена герметизация клапанной камеры и возможно попадание атмосферного воздуха в камеру насоса вдоль вала, выведенного в атмосферу. Для перекачки газов применяют герметичные вакуумные насосы («вакуумные компрессоры»), имеющие герметичный привод и выхлоп. В настоящем параграфе изложены результаты работ Г. Ф. Клейменова, М. А. Никитина, Г. С. Селяха и Г. П. Кутукова, занимавшихся конструированием герметичных вакуумных насосов.

На рис. 4-46 показан внешний вид насоса НВГ-1, предназначенного для перекачки газов, на рис. 4-47 — разрез этого насоса. Насос НВГ-1 изготовлен на базе промышленного пластинчато-статорного двухступенного насоса 8*

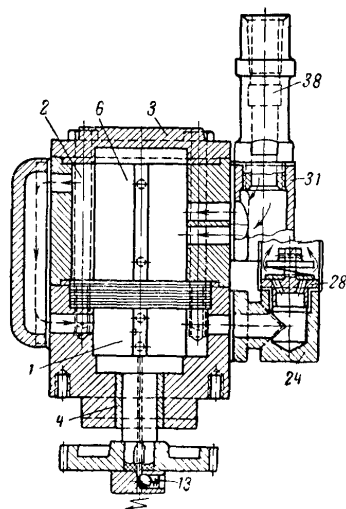


Рис. 4-44. Устройство двухступенного насоса с остаточным давлением 10^{-4} — 10^{-6} мм рт. ст.

— выходная ступень, 2 — входная ступень, 3 — крышка, 4 — вал, 6 — ротор, 13 — автоматический масляный клапан, 24 — выхлопной клапан; 28 — клапан насоса, 31 — входной канал, 38 — входной патрубок.

ВН-461М, но отличается от последнего наличием герметичного корпуса, индукционного привода, масляной ловушки и системы патрубков с вентилями для слива и заливки заранее обезгаженного масла без соприкосновения с атмосферой.

На базе насоса ВН-461М изготавливается также насос НВГ-2; единственное отличие насоса НВГ-2 от насоса НВГ-1 заключается в том, что у первого камеры работают параллельно, т. е. он является одноступенным двухкамерным насосом.

Остаточное давление (по воздуху) у насоса НВГ-1 составляет $5 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст., у насоса НВГ-2 — $5 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. Зависимости быстроты откачки этих насосов от давления на входе приведены на рис. 4-48.

Устройство насосов НВГ-1 и НВГ-2 видно из рис. 4-47. В индукционном приводе ротор 1 электродвигателя герметично отделен от статора 5 тонкостенным (0,4 мм) стаканом 2 из нержавеющей стали. Стакан со вставленным

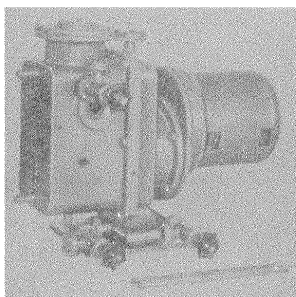


Рис. 4-46. Внешний вид насоса НВГ-1.

в него ротором укреплен на фланце 12 болтами и уплотнен резиновой прокладкой 11. Фланец крепится к патрубку 31 шестеренной камеры II насоса также через резиновую прокладку 35. Статор 5 со змеевиком 8 для водяного охлаждения запрессован в корпус 7 и крепится к фланцу 12. На глухой конец стакана напаян змеевик для водяного охлаждения. На вал ротора насажена шестерня 10, входящая в зацепление с шестерней 33 на валу насоса.

При заливке масла в насос определенное количество масла перепускается через трубку 32 с вентилем из масляной камеры I насоса в шестеренную камеру II. Масло частично заполняет стакан 2 и разбрызгивается ротором при вращении, чем достигается смазка подшипников 3 и 9 при работе насоса. Трубка 22 служит для выравнивания давлений в масляной и шестеренной камерах насоса. В камере III циркулирует вода, охлаждающая масло в масляной камере насоса и шестеренной камере.

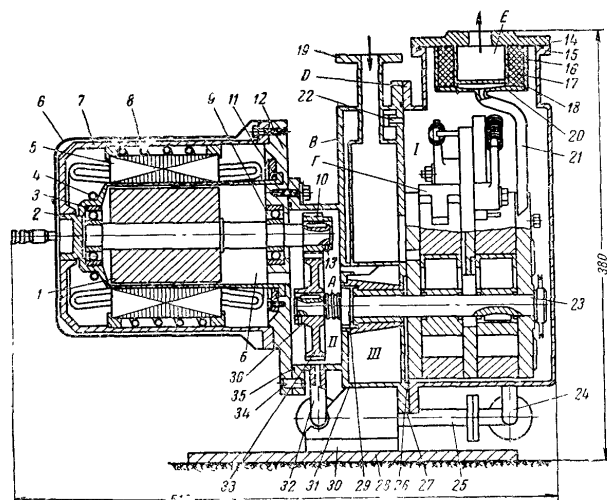


Рис. 4-47. Разрез насоса НВГ-1.

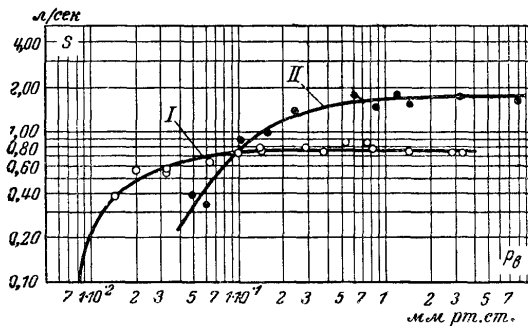


Рис. 4-48 Быстрота откачки насосов НВГ-1 (кривая I) и НВГ-2 (кривая II) в зависимости от давления.

Масляная ловушка *E*, предназначенная для улавливания масла на выходе насоса, представляет собой сетчатый фильтр. При работе насоса масло вместе с газом через отверстия цилиндра *16* попадает на сетку *17*. Здесь масло задерживается и стекает на дно ловушки, откуда оно по трубке *21* возвращается в масляную камеру насоса, а откачиваемый газ через отверстие малого цилиндра *18* поступает в выхлопной патрубок. Ловушка не полностью предотвращает выбросы масла на сторону выхлопа, особенно при высоких давлениях на входе. На рис. 4-49 показана зависимость количества выбрасываемого масла от давления на входе для насоса НВГ-1, на рис. 4-50 — та же зависимость для насоса НВГ-2. Испытывались как ловушки с сетчатым фильтром (кривые *I* на рис. 4-49 и 4-50), так и «диафрагменные» ловушки (кривые *II*), состоящие из ряда щитков с отверстиями. В последнем случае над выхлопными клапанами дополнительно устанавливались маслоотражательные щитки. Из рис. 4-49 и 4-50 видно, что оба типа ловушек равноценны при работе на входных давлениях не выше ~ 100 мм рт. ст., когда в ловушки попадает в основном только масляный туман. При работе на более высоких давлениях ловушка с сетчатым фильтром менее эффективна, так как попадающие на сетку капли масла не успевают полностью стекать с нее и увлекаются сильным потоком газа в выхлопной патрубок.

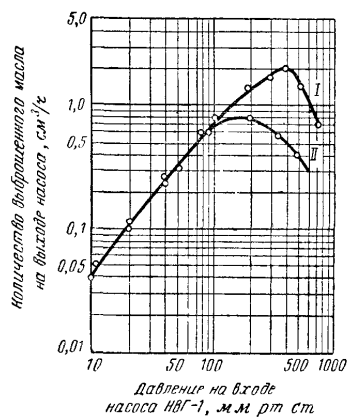


Рис. 4-49. Количество масла, выбрасываемого насосом НВГ-1 в зависимости от давления.
I — с сетчатым фильтром; II — с диафрагменной ловушкой.

Перед подключением герметичного насоса к вакуумной системе он обезгаживается и заливается маслом. Эти операции производятся на установке для слива и заливки масла, схема которой показана на рис. 4-51. В эту установку входят механический насос *18*, обогреваемый ба-

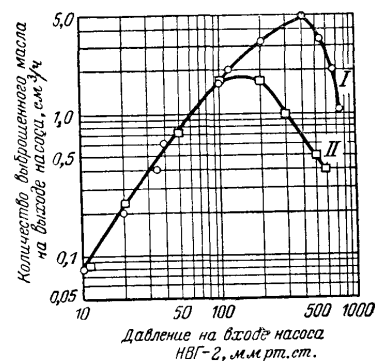


Рис. 4-50. Количество масла, выбрасываемого насосом НВГ-2 в зависимости от давления.
I — с сетчатым фильтром; II — с диафрагменной ловушкой.

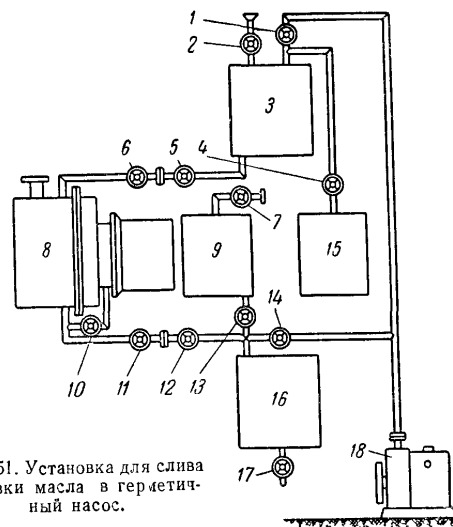


Рис. 4-51. Установка для слива и заливки масла в герметичный насос.

чок 3 для обезгаживания свежего масла, бачок 15 для гелия, вытесняющего масло из бачка 3 в герметичный насос 8. Слив масла из герметичного насоса производится в бачок 16.

Перед подключением герметичного насоса к установке для слива и заливки масла на входе и выходе насоса устанавливаются вакуумные вентили. Обезгаживание насоса производится в течение 1 ч при давлении не выше 10^{-2} мм рт. ст. Откачка ведется через вентили 10, 11, 12 и 14 насосом 18, остальные вентили закрыты. При этом в систему охлаждения герметичного насоса подается горячая вода.

Свежее масло обезгаживается под нагревом в бачке 3 при давлении не выше 10^{-2} мм рт. ст.; откачка ведется насосом 18 через вентиль 1 в течение 2 ч, после чего из бачка 15 перепускается через вентиль 4 гелий до давления 760 мм рт. ст. и через вентили 5 и 6 в герметичный насос присоединяют к откачиваемой системе.

При работе масло поглощает некоторое количество откачиваемого газа. Для уменьшения потерь газа слив масла из герметичных насосов НВГ-1 и НВГ-2 производят также на установке для слива и заливки масла. Масло сливается из насоса через вентили 11 и 12 в бачок 16, предварительно откачанный насосом 18. После слива включается нагреватель бачка 16, в систему охлаждения герметичного насоса 18 пускается горячая вода и выделяющийся из масла в бачке 16 и со стенок герметичного насоса газ перекачивается маленьким герметичным насосом через вентили 13 и 7.

Герметичные насосы разработаны также на базе насосов ВН-1 и ВН-2. По принципу устройства они ничем не отличаются от рассмотренных насосов.

Основным недостатком герметичных вакуумных насосов является большая потеря мощности в индукционном приводе. Так, насосы НВГ-1 и НВГ-2 имеют мощность потерь ~ 600 вт, в то время как мощность потерь насоса ВН-461М, на базе которого они изготовлены, составляет ~ 200 вт. Однако с этим недостатком не считаются, поскольку индукционный привод обеспечивает полную герметичность насоса.

4-10. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСОВ

Небольшие насосы с быстрой откачки до 3—5 л/сек обычно не закрепляются, а устанавливаются прямо на полу. При этом рекомендуется подложить под насос резино-

вый лист для уменьшения шума. Более крупные насосы приходится крепить на надежном фундаменте, так как значительная вибрация незакрепленного работающего насоса может повести к его перемещениям и поломке вакуумного трубопровода. Даже у закрепленного на фундаменте насоса наблюдается некоторая вибрация, поэтому в металлическом трубопроводе приходится обычно предусмотреть постановку сиффона для компенсации вибраций.

После установки на фундамент и подсоединения выхлопного трубопровода насос тщательно вытирают и заправляют вакуумным маслом, а затем проверяют остаточное давление, создаваемое насосом при работе «на себя», т. е. с заглушкой, к которой присоединен манометр, на входном патрубке. При удовлетворительных результатах такой проверки насос может быть присоединен к откачиваемой системе. В трубопроводе у входа в насос следует установить вакуумный вентиль; если в качестве трубопровода используется резиновый вакуумный шланг, то на него устанавливаются щипцы, устройство которых показано на рис. 4-52.

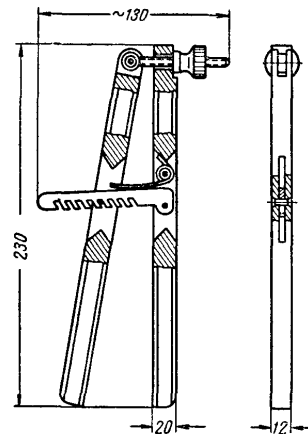


Рис 4-52. Щипцы для пережима резинового вакуумного шланга.

Резкий пуск насоса нежелателен, так как в рабочих камерах остановленного насоса может находиться большое количество масла. Для удаления масла следует или прокрутить насос за шкив от руки на 2—3 об, или несколько раз включить и выключить электродвигатель, давая каждый раз шкиву насоса повернуться не более чем на пол оборота. водяное охлаждение, если оно имеется, следует включать до запуска насоса. Маслозапорный кран в маслопроводе открывается непосредственно после пуска и закрывается непосредственно перед остановкой насоса.

При работе насоса на малых давлениях слышен четкий стук клапана. Это происходит вследствие того, что воздуха

в камере насоса недостаточно и клапан открывается чрезвычайно резко вследствие масляного удара. При небольшом навыке можно по звуку определить, что насос работает в области давлений, близких к остаточному.

Качество работы насоса зависит от качества и количества имеющегося в нем масла. Следует заботиться о том, чтобы при работе насоса масло не расходовалось и не ухудшало своих свойств. При высоких входных давлениях могут происходить выбросы капель масла и выделение масляного тумана из насоса. Например, насосы ВН-1 и ВН-2 при давлениях во входном патрубке, близких к атмосферному, могут потерять почти все масло в течение нескольких минут работы. Применяющиеся для этих насосов маслоотбойники при таких высоких давлениях неэффективны. Поэтому при высоких давлениях в откачиваемом объеме следует дросселировать поток газа, открывая вентиль у входа в насос неполностью. Потери масла вследствие выделения масляного тумана относительно невелики. В приложении III для некоторых отечественных насосов приведены значения допустимых количеств масла, обеспечивающих нормальную работу. Как правило, насос работает нормально, пока его выхлопной клапан находится под слоем масла.

Срок службы масла в насосе зависит от условий эксплуатации. При работе масло загрязняется пылью, влагой (если насос не имеет газобалластного устройства), различными растворителями, осмолается. Осмолению масла способствует длительная работа на повышенных давлениях. Периодичность замены масла определяется опытным путем. Первый раз рекомендуется сменить масло через 100—150 ч работы, т. е. после «обкатки» насоса.

Износ деталей при хороших условиях работы насоса крайне незначителен и не ведет к ухудшению остаточного давления. Имеются данные, что опытный насос ВН-1 с заглушенным входным патрубком в течение нескольких лет почти непрерывной работы на заводе-изготовителе имел постоянное остаточное давление (0,2 *мм рт. ст.*). Однако тяжелые условия работы (откачка паров, коррозионно действующих на детали, содержание твердых частиц в откачиваемом газе и т. п.) могут вывести насос из строя в течение весьма непродолжительного времени. При такой работе масло приходится заменять очень часто и промывать насос маслом. Попадание твердых предметов приводит очень часто к немедленной поломке насоса, поэтому у от-

соединенного от системы насоса следует плотно прикрывать входной патрубок.

В некоторых случаях полезно иметь возможность установить манометр непосредственно у входа в насос (под вентилем), чтобы можно было проверить работу насоса «на себя» (т. е. при закрытом вентиле), не отсоединяя его от вакуумной системы.

При работе насосов могут встречаться некоторые характерные неисправности, причины и способы устранения которых перечислены ниже.

1. *Насос не обеспечивает нужного остаточного давления.* Причиной этого могут быть:

- а) недостаток масла в насосе; следует долить масла;
- б) плохое качество масла; следует сменить масло;
- в) загрязнение, коррозия или поломка клапанов; следует вскрыть клапанную камеру и очистить загрязненные детали, а поломанные детали заменить новыми;
- г) загрязнение каналов для подвода масла; устранение этого дефекта обычно связано с промывкой насоса;

д) течь в насосе; обычно насосы текут из-за плохой сборки; в процессе работы течь возникает редко; при неосторожном обращении у малых насосов могут возникать течи в месте крепления входного патрубка к корпусу насоса; иногда течь возникает после заливки масла через заливную пробку на «высоковакуумной» стороне (в двухступенчатых насосах); признаком большой течи может быть отсутствие стука клапанов при работе с заглушенным входным патрубком; для обнаружения места течи у работающего насоса замазывают подозреваемое место глифталевым лаком, шеллаком или вакуум-пластом; можно для этого использовать пластилин; понижение давления во входном патрубке указывает, что место течи обнаружено; у некоторых малых насосов (например, ВН-461М) место крепления входного патрубка к корпусу окружено небольшой полостью, как это показано на рис. 4-53; при подозрении на течь в месте крепления входного патрубка в полость можно налить вакуумное масло; при обнаружении

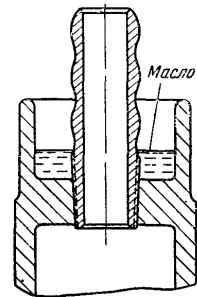


Рис. 4-53. Крепление входного патрубка насоса ВН-461М.

течи насос следует перебрать, так как замазанные течы вновь откроются в процессе работы;

е) поломка или нарушение нормальной работы деталей насоса; устранение таких неисправностей связано с частичной или полной разборкой насоса.

2. *Течь масла из сальника.* Указывает на повреждение деталей сальника. Следует разобрать сальник и устранить дефекты или заменить изношенные детали новыми.

3. *Насос перегревается.* Указывает на ухудшение условий смазывания вследствие попадания в масло воды и других продуктов, конденсирующихся при откачке (при этом увеличивается остаточное давление насоса) или же свидетельствует об осмолении масла (при этом заметного увеличения остаточного давления может не наблюдаться). Насос следует промыть маслом. При значительном осмолении, когда сильно возрастает мощность, потребляемая двигателем, насос следует перебрать и промыть. Осмолившиеся детали очищаются шабером из мягкого металла.

4. *Заклинивание механизма насоса.* Происходит при полном заклинивании деталей вследствие осмоления масла, поломках механизма насоса или попадании в механизм насоса твердых предметов. Необходимы переборка и промывка насоса. Осмолившиеся детали очищаются шабером из мягкого металла.

4-11. ДОПОЛНЕНИЕ. НИЗКОВАКУУМНЫЕ МНОГОПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ

Схема многопластинчатого насоса приведена на рис. 4-54. В корпусе 1 вращается эксцентрично расположенный ротор 2, в прорези которого свободно вставлены стальные или текстолитовые пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы выдвигаются из ротора и прижимаются к поверхности цилиндра корпуса. Газ захватывается рабочими ячейками, образованными соседними пластинами, цилиндром, ротором и боковыми крышками насоса, и переносится от входного патрубка 4 к выходному 5. Объем рабочей ячейки по мере продвижения ее к выходному патрубку уменьшается, за счет чего происходит сжатие газа. При работе на высоких входных давлениях в рабочих ячейках еще до выхлопа могут быть достигнуты давления, значительно превышающие атмосферное, поэтому в некоторых насосах устанавливаются самодействующие разгрузочные клапаны 6.

При работе в многопластинчатый насос подается небольшое количество масла, но масляного уплотнения зазоров между входом и выходом не обеспечивается и остаточное давление одноступенчатых насосов составляет 15—25 мм рт. ст.

Отечественной промышленностью выпускаются одноступенчатые многопластинчатые насосы РВН-8, РВН-30, РВН-60 и РВН-75. Цифры в названиях марок приблизительно соответствуют скорости откачки в $\text{м}^3/\text{мин}$ при атмосферном давлении на входе. Насос РВН-8 имеет остаточное давление 25 мм рт. ст., более крупные насосы — около 15 мм рт. ст. Все насосы имеют водяное охлаждение.

Большая скорость откачки (свыше 1 000 л/сек у РВН-75)

в области высоких давлений при сравнительно малых габаритах — вот основное достоинство многопластинчатых насосов. Кроме того, в отличие от механических насосов с масляным уплотнением многопластинчатые насосы мало чувствительны к попаданию конденсируемых паров, так как смазка в них не циркулирует, а поступает из лубрикатора и непрерывно выбрасывается в выхлопной патрубок. Расход масла при работе составляет 200—350 г/ч.

Потребление мощности у многопластинчатых насосов при входных давлениях 80—300 мм рт. ст. составляет около 1,2—1,4 квт/м³/мин (72—84 вт/л/сек). Отношение мощности двигателя к геометрической скорости откачки составляет 1,25—1,75 квт/м³/мин (75—105 вт/л/сек).

ГОСТ 1867-57 на вакуум-насосы низкого вакуума указывает, что двухступенчатые многопластинчатые насосы имеют остаточное давление не выше 4 мм рт. ст. Испытания двухступенчатых насосов показывают, что в отдельных случаях ими может быть достигнуто остаточное давление ниже 1 мм рт. ст. Например, при последовательном соединении насоса РВН-60 (первая ступень) с насосом РВН-30 (будет

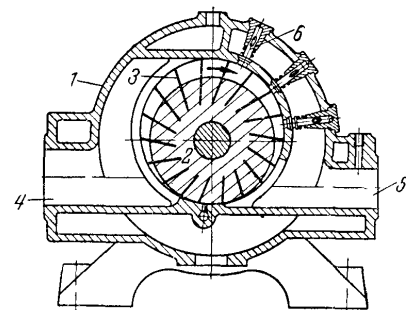


Рис. 4-54. Схема многопластинчатого насоса.

именовать такой насос РВН-60-30) было достигнуто остаточное давление 0,3—0,5 мм рт. ст., при последовательном соединении двух насосов РВН-8 (РВН-8-8) — около 0,9 мм рт. ст.

На рис. 4-55 показаны зависимости быстроты откачки одноступенных многопластинчатых насосов от входного давления. Там же для двухступенных насосов эти зависи-

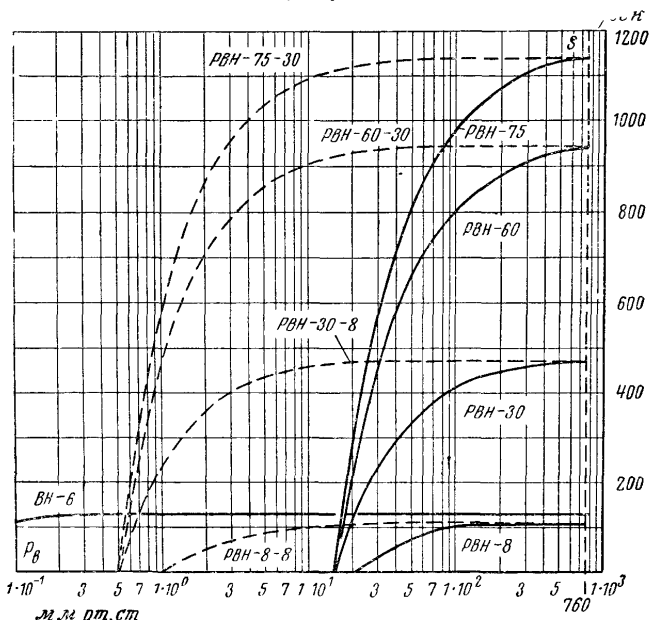


Рис. 4-55. Зависимости быстроты откачки многопластинчатых насосов от входного давления.

мости построены по формуле (4-8) в предположении, что остаточное давление насосов РВН-8-8 составляет 1 мм рт. ст., более крупных насосов — 0,5 мм рт. ст. Из данных рис. 4-55 видно, что такие двухступенные насосы могут быть использованы для работы при давлениях до нескольких миллиметров ртутного столба.

Для более полного использования быстроты откачки насосы, входящие в двухступенный насос, при высоких да-

влениях следует включать параллельно и только по достижении давлений ~ 50 мм рт. ст. переключать на последовательную работу. При последовательном соединении в связи с выбросом отработанного масла из первой ступени необходимо в промежуточном трубопроводе иметь масло-

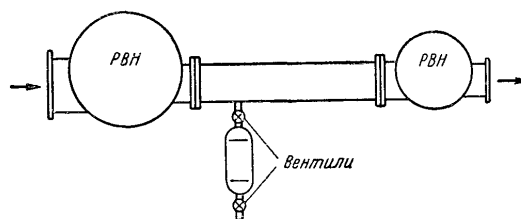


Рис. 4-56. Схема маслоотборника в промежуточном трубопроводе при последовательном соединении многопластинчатых насосов.

сборник (рис. 4-56), позволяющий производить слив масла без прекращения откачки.

В крупных вакуумных установках многопластинчатые насосы могут быть использованы для быстрой предварительной откачки. При этом один насос (или два последовательно соединенных насоса) может поочередно производить откачку нескольких установок.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ОТКАЧКА КОНДЕНСИРУЕМЫХ ПАРОВ. ГАЗОБАЛЛАСТНЫЕ НАСОСЫ

5-1. КОНДЕНСИРУЕМЫЕ ПАРЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ НАСОСОВ С МАСЛЯНЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

Применение механических насосов с масляным уплотнением в таких процессах, как вакуумные сушка, пропитка, дистилляция и многие другие, сильно затруднено в связи с необходимостью откачки конденсируемых паров. На рис. 5-1 графически представлено изменение (возрастание) давления в камере насоса в процессе сжатия в зависимости

от рода откачиваемого вещества, причем давление выхлопа, т. е. то давление, при котором происходит открытие клапана насоса, принято равным атмосферному ($p_a = 760$ мм рт. ст.). Линия 1—2—3 на рис. 5-1 показывает изменение давления при изотермическом сжатии неконденсируемого газа, линии 1—4—5, 1—6—7 и 1—8—9 — изменение давления при сжатии паров бензина, этилового спирта и воды

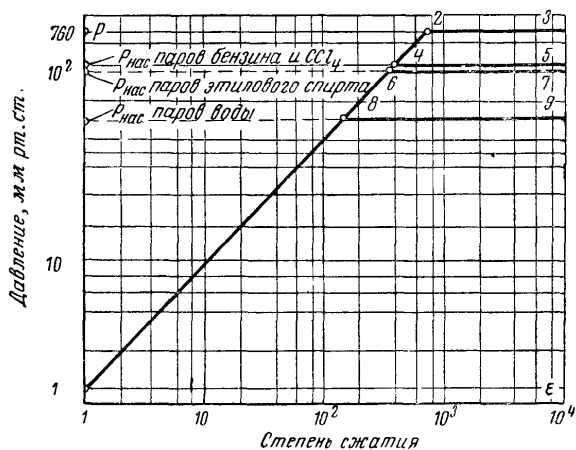


Рис. 5-1. Возрастание давления в камере насоса в процессе сжатия в зависимости от рода откачиваемого вещества.

соответственно. При достижении давления насыщения для данного пара при температуре работающего насоса ($\sim 60^\circ\text{C}$) начинается процесс конденсации пара и дальнейшего повышения давления в камере насоса не происходит (см. горизонтальные участки 4—5, 6—7 и 8—9 линий на рис. 5-1). В этом случае открытие клапана происходит вследствие резкого гидравлического удара конденсата и масла, находящихся в камере, о пластину клапана. Зависимости давления насыщенных паров от температуры приведены для некоторых веществ на рис. 5-2.

Конденсат, образующийся при сжатии откачиваемого пара, осаждается в камере насоса, попадает в масло и резко ухудшает его свойства. Попадая вместе с маслом в эва-

куированную рабочую камеру, конденсат, обладающий высокой упругостью пара, испаряется и резко увеличивает величину остаточного давления, достигаемого насосом.

Естественно, что критерием для суждения о состоянии масла должна служить величина полного остаточного дав-

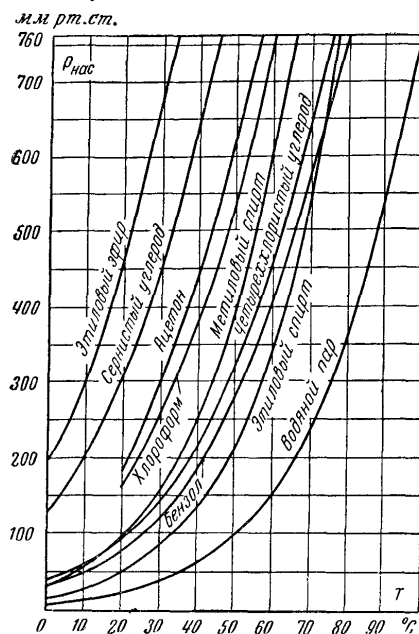


Рис. 5-2. Зависимости давления насыщенных паров от температуры для некоторых веществ.

ления, поэтому в настоящей главе, говоря об остаточном давлении, мы будем иметь в виду полное остаточное давление.

Практически наиболее часто встречается необходимость в откачке водяных паров, которые конденсируются наиболее легко (рис. 5-2). Вода, попадая в масло, образует эмульсию, растворяет и активизирует кислоты, содержащиеся в масле. Взаимодействуя с железом (сталью, чугуном), во-

да образует гидрат окиси железа, который с кислотами образует нерастворимые железные мыла, а последние являются довольно сильными катализаторами процесса окисления масла. Все это ведет к увеличению остаточного давления, осмолению масла и выходу насоса из строя. Резкое ухудшение условий смазывания ведет к повышению температуры насоса.

Отметим, что для большинства встречаемых в практике паров давление насыщения при комнатной температуре составляет несколько миллиметров ртутного столба и выше (рис. 5-2), т. е. это давление может быть достигнуто только в механических насосах с масляным уплотнением. Таким образом, в двухроторных, молекулярных и пароструйных насосах пары обычно не конденсируются и проходят через эти насосы беспрепятственно. Более того, конденсат, попавший в эти насосы до начала работы, при достижении низких давлений испаряется и так же легко откачивается.

Рассмотрим процесс сжатия в камере механического насоса с масляным уплотнением (в этой главе для простоты будем называть его просто механическим насосом) в случае откачки двухкомпонентной парогазовой смеси. Пусть

- p_r — парциальное давление неконденсируемого газа в смеси на входе в насос;
- p_n — парциальное давление пара в смеси на входе в насос;
- $p_{нас}$ — давление насыщения пара при температуре работающего насоса ($\sim 60^\circ\text{C}$);
- p_a — давление выхлопа (атмосферное давление);
- ϵ_{\max} — степень сжатия смеси в момент начала выхлопа.

Очевидно, что для выхлопа нужно достигнуть степени сжатия

$$\epsilon_{\max} \geq \frac{p_a - p_{нас}}{p_r}, \quad (5-1)$$

процесс же конденсации начинается при достижении степени сжатия

$$\epsilon_{\text{конд}} = \frac{p_{нас}}{p_n}. \quad (5-2)$$

Если $\epsilon_{\text{конд}} > \epsilon_{\max}$, то конденсации не произойдет; если $\epsilon_{\text{конд}} < \epsilon_{\max}$, то в камере начнется конденсация и количество сконденсировавшихся паров будет непрерывно увеличиваться

вплоть до выхлопа. Долю сконденсировавшихся паров можно определить как

$$a = \left(1 - \frac{p_{нас}}{p_n \epsilon_{\max}}\right). \quad (5-3)$$

Например, для случая откачки паров воды с воздухом при парциальных давлениях $p_r = 5 \text{ мм рт. ст.}$, и $p_n = 5 \text{ мм рт. ст.}$ ($p_{нас} = 150 \text{ мм рт. ст.}$) для выхлопа нужно достигнуть степени сжатия

$$\epsilon_{\max} = \frac{p_a - p_{нас}}{p_r} = \frac{760 - 150}{5} = 122,$$

но конденсация начнется при степени сжатия

$$\epsilon_{\text{конд}} = \frac{p_{нас}}{p_n} = \frac{150}{5} = 30$$

и доля сконденсировавшихся паров будет

$$a = \left(1 - \frac{p_{нас}}{p_n \epsilon_{\max}}\right) = \left(1 - \frac{150}{5 \cdot 122}\right) \approx \frac{3}{4}.$$

При выхлопе несконденсировавшиеся пары пройдут через масло в пузырьках газа (воздуха), конденсат же останется в масле. Такая же картина будет наблюдаться при каждом последующем сжатии.

Накопление конденсата в некоторых случаях происходит настолько быстро, что замена масла становится необходимой через каждые 6—8 ч, а иногда и чаще, причем для восстановления первоначальных характеристик насос нередко приходится несколько раз подряд промыть маслом. Повышенный износ деталей вследствие коррозии и ухудшения условий смазывания вызывает необходимость в частых переборках и ремонтах насоса, постоянно работающего на откачке конденсируемых паров.

Для предотвращения ухудшения характеристик механического насоса при откачке конденсируемых паров имеются два способа:

- 1) удаление конденсата из насоса;
- 2) предотвращение конденсации паров в насосе.

Удаление конденсата производится в так называемых «насосах с обновлением масла» с помощью различных маслогенерирующих устройств.

Одним из способов предотвращения конденсации паров может быть подогрев последних с целью повышения их давления до атмосферного. Однако подогрев паров имеет ряд ограничений. Так, подогрев недопустим для паров, коррозионно действующих на насос или вступающих в химическое взаимодействие с маслом насоса. Есть пары, требующие весьма высоких температур подогрева, что тоже неприемлемо. Этот способ почти не получил распространения.

Наиболее выгодным и удобным способом предотвращения конденсации паров является напуск определенного количества неконденсируемого (балластного) газа в камеру насоса в добавление к находящейся там смеси после отделения ее от откачиваемого объема. Минимально необходимое при этом количество балластного газа определяется из условия, чтобы к моменту выхлопа (когда достигается наивысшая степень сжатия) парциальное давление конденсируемых паров не достигло давления их насыщения при температуре насоса.

5-2. НАСОСЫ С ОБНОВЛЕНИЕМ МАСЛА

Удаление конденсата из насоса может производиться вместе с маслом или же конденсат отделяется от масла непосредственно в насосе. В первом случае из объема над

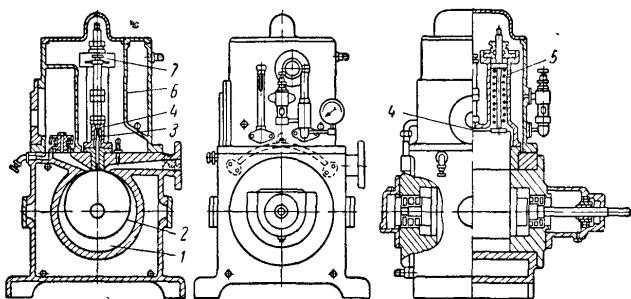


Рис. 5-3. Насос с обновлением масла.

выхлопным клапаном непрерывно удаляют некоторое количество загрязненного конденсатом масла, а взамен со стороны всасывания добавляют свежее масло в таком же количестве. Один из таких насосов (пластинчато-статорный) показан на рис. 5-3 [Л. 9]. При своем движении пластина 3

открывает клапан, через который масло из запасного резервуара 6 поступает в камеру 4 и оттуда в насос. Степень открытия клапана регулируется винтом 7; таким образом, можно регулировать количество масла, поступающего в насос. Недостатком такого насоса является то, что воздух, содержащийся в непрерывно подаваемом свежем масле, увеличивает остаточное давление насоса. Так, насос, изображенный на рис. 5-3, имеет остаточное давление $\sim 0,5$ мм рт. ст.

После отделения конденсата из удаляемого масла оно может быть вновь использовано. Наиболее хорошая регенерация достигается в специальных установках, в которых регенерируемое масло прогревается под вакуумом. Удаление твердых примесей и летучих компонентов может быть также достигнуто при просасывании горячего масла через сульфатную глину. Можно, однако, проводить отделение конденсата от масла с помощью специальных устройств, устанавливаемых непосредственно на насосе.

На рис. 5-4 [Л. 9] показан насос, в котором отделение конденсата от масла производится посредством центрифуги, установленной на насосе.

Другой способ отделения конденсата состоит в том, что конденсат испаряется при нагреве масла, находящегося над выхлопным клапаном. Отделение конденсата значительно ускоряется при продувке нагретого масла воздухом. На рис. 5-5 показана схема обогреваемого маслобака, в котором масло продувается воздухом. Он может быть изготовлен как с внутренним (рис. 5-5,а), так и с внешним (рис. 5-5,б) нагревателем. Для постоянной работы, связанной с откачкой паров растворителей, предпочтительнее иметь маслобак с внутренним нагревателем. В нижней части такого маслобака масло несколько охлаждается змеевиком с проточной водой перед поступлением в насос. Дополнительно масло охлаждается в маслопроводе, на котором также напаян змеевик.

На рис. 5-6 показан опытный насос ВН-7 с обогреваемым внутренним нагревателем маслобаком. Масло в этом маслобаке продувается воздухом, который подается в количестве 10—12 м³/ч при давлении $\sim 1,5$ ата через кольцевой рассеиватель, имеющий множество отверстий (см. схему на рис. 5-5). Рабочая температура масла составляет $\sim 80^\circ\text{C}$.

На рис. 5-7 показано изменение температуры масла в зависимости от мощности подогрева как для внутреннего

нагревателя (кривая б), так и для внешнего нагревателя (кривая а) при циркуляции масла $\sim 30 \text{ см}^3/\text{сек}$. Полное остаточное давление насоса в зависимости от температуры масла показано на рис. 5-8 как при работе без продувки

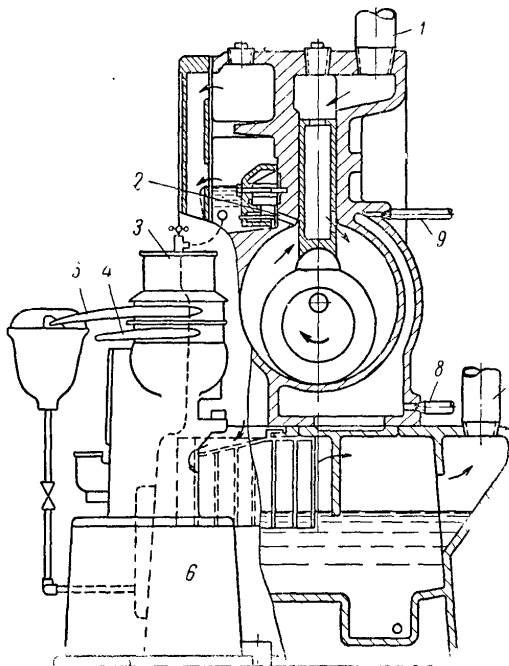


Рис. 5-1. Насос с центрифугой для отделения конденсата от масла.

1 — входной патрубок; 2 — выхлопной клапан; 3 — очистка масла; 4 — вывод воды и примесей; 5 — вывод очищенного масла; 6 — масляный фильтр; 7 — выходной патрубок; 8 — вход охлаждающей воды; 9 — выход охлаждающей воды;

(кривая а), так и при работе с продувкой (кривая б). Время достижения рабочей температуры после включения нагревателя составляет $\sim 45 \text{ мин}$.

Менее летучие пары хуже отделяются из масла, чем легколетучие, поэтому на входе насоса устанавливается

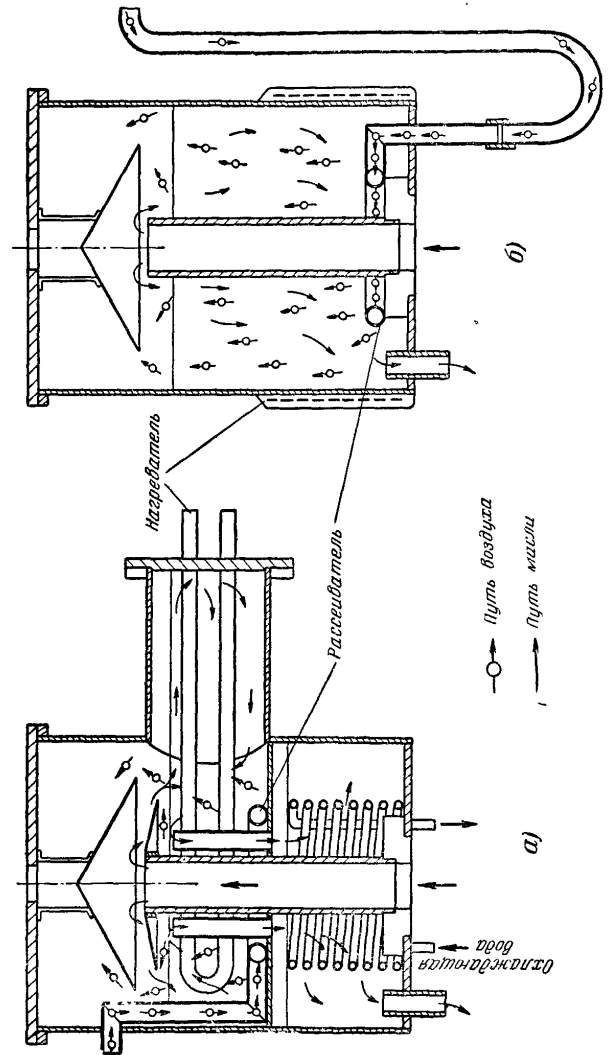


Рис. 5-5. Схема обогреваемого маслобака с продувкой масла воздухом. а — с внутренним нагревателем; б — с внешним нагревателем

конденсатор (см. рис. 5-6), охлаждаемый проточной водой. Чем менее летучи пары, тем большая часть их остается в конденсаторе и не попадает в насос. Схема конденсатора приведена на рис. 5-9.

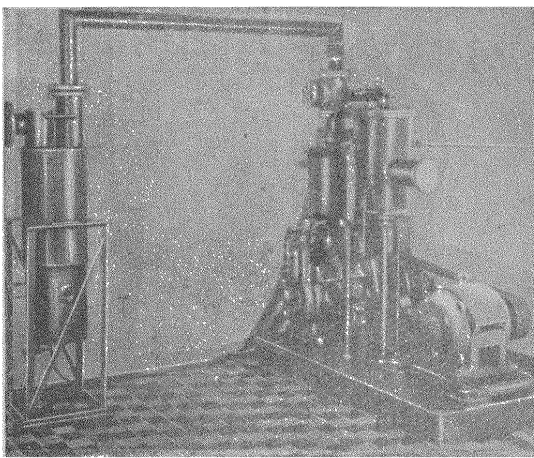


Рис. 5-6. Насос ВН-7 с обогреваемым маслобаком и конденсатором на входе.

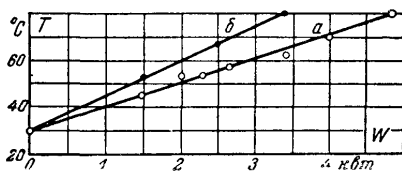


Рис. 5-7. Изменение температуры масла в обогреваемом маслобаке насоса ВН-7 в зависимости от мощности подогрева.

а — с внешним нагревателем; б — с внутренним нагревателем.

После окончания работы насос следует выключать не ранее, чем будет достигнуто первоначальное остаточное давление, что указывает на полное удаление конденсата из

масла. Подогрев и продувку выключают при достижении давления ~ 100 *мм рт. ст.* (см. рис. 5-8), после чего приблизительно через 1 ч (при закрытом вентиле на входе насоса) достигается давление 12—15 *мм рт. ст.*, т. е. обычное полное остаточное давление насоса ВН-7.

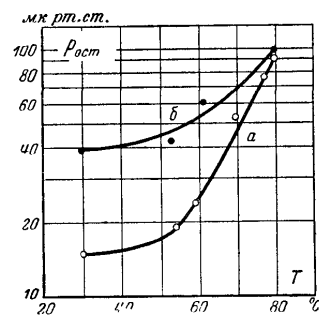


Рис. 5-8. Полное остаточное давление насоса ВН-7 с обогреваемым маслобаком в зависимости от температуры масла. Кривая а — без продувки масла воздухом; кривая б — с продувкой масла воздухом

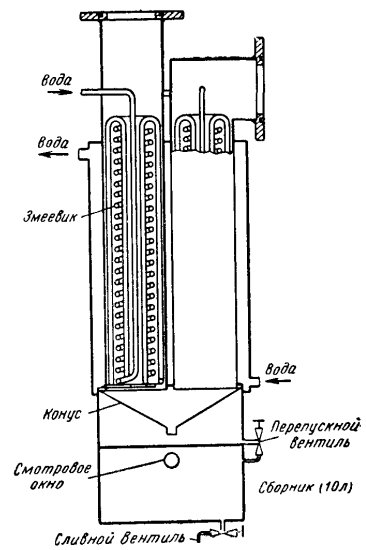


Рис. 5-9. Схема конденсатора.

Во избежание перегрева маслобака не следует оставлять нагреватель включенным на срок свыше 5 мин при неработающем насосе. При аварийной остановке следует немедленно перекрыть вентиль на входе насоса и выключить нагреватель.

Пользуясь тем или иным способом регенерации, необходимо учитывать следующее. Если свежее масло содержит разжижающие или иные добавки и если они удаляются при регенерации, следует их снова вводить перед подачей регенерируемого масла в насос.

5-3. ГАЗОБАЛЛАСТНЫЕ НАСОСЫ

Как уже упоминалось, при работе газобалластного насоса минимально необходимое для предотвращения конденсации количество балластного газа определяется из усло-

вия, чтобы к моменту выхлопа, когда достигается наивысшее давление, парциальное давление конденсируемых паров в камере насоса не достигало давления их насыщения при температуре насоса.

Зная быстроту откачки насоса и парциальные давления компонентов откачиваемой смеси, можно определить наименьшее количество балластного газа, необходимое для полного предотвращения конденсации. Рассмотрим случай откачки двухкомпонентной парогазовой смеси с конденсируемой паровой фазой, приняв дополнительно следующие обозначения:

- S — быстрота откачки насоса, л/сек;
- Q'_6 — количество балластного газа, л·мм рт. ст./сек;
- $\epsilon_{\text{доп}}$ — наивысшая допустимая степень сжатия смеси в насосе, при которой еще не происходит конденсации;
- p_6 — парциальное давление балластного газа в камере насоса в момент выхлопа, мм рт. ст.

Очевидно, что давление выхлопа является суммой парциальных давлений парогазовой смеси и балластного газа, т. е.

$$p_a = p_6 + (p_r + p_n) \epsilon_{\text{доп}}, \quad (5-4)$$

где из условия предотвращения конденсации

$$\epsilon_{\text{доп}} \leq \frac{p_{\text{нас}}}{p_n}. \quad (5-5)$$

Несколько преобразовав (5-4), получим:

$$p_6 \frac{1}{\epsilon_{\text{доп}}} \geq p_a \frac{1}{\epsilon_{\text{доп}}} - (p_r + p_n). \quad (5-4')$$

Здесь $p_6 \frac{1}{\epsilon_{\text{доп}}}$ — давление балластного газа, эквивалентное его давлению на входе в насос. Такое давление должен иметь балластный газ, если он не напускается в камеру насоса в добавление к находящейся там смеси, а засасывается совместно со смесью из откачиваемого объема. Очевидно, что произведение $p_6 \frac{1}{\epsilon_{\text{доп}}}$ на быстроту откачки насоса S равно количеству балластного газа, кото-

рое необходимо напустить за 1 сек в камеру насоса для полного предотвращения конденсации, т. е.

$$Q'_6 = S p_6 \frac{1}{\epsilon_{\text{доп}}} \quad (5-6)^*$$

и

$$\begin{aligned} Q'_6 &\geq S \left[p_a \frac{p_n}{p_{\text{нас}}} - p_r - p_n \right] = \\ &= S p_n \left[\left(\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right) - \frac{p_r}{p_n} \right]. \end{aligned} \quad (5-7)$$

Для случая откачки „чистых“ конденсируемых паров (т. е. когда $\frac{p_r}{p_n} \approx 0$) это уравнение преобразуется в

$$Q'_6 \geq S p_n \left[\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right]. \quad (5-8)$$

Нетрудно видеть, что при выводе уравнения (5-7), так же как и в примере, рассмотренном в § 5-1, предполагается, что температура паров и газов на входе равна температуре самого насоса, поскольку сжатие в камере насоса предполагается в обоих случаях изотермическим. Если температура паров и газов отличается от температуры насоса, то изменение давления в камере насоса будет происходить не только вследствие изменения объема камеры, но и вследствие изменения температуры паров и газов. Последнее можно учесть при выводе уравнения (5-7), используя закон Гей-Люссака и подставляя в уравнение (5-7) не фактическое давление пара p_n и газа p_r , а их давления, приведенные к температуре насоса в виде

$$\frac{T_n}{T_v} p_n \text{ и } \frac{T_n}{T_v} p_r,$$

* При выводе уравнения (5-6) предполагалось изотермическое сжатие в камере насоса. В предположении более вероятного адиабатического сжатия в соотношении (5-4) можно вместо $\epsilon_{\text{доп}}$ подставить $\epsilon_{\text{доп}}^x$, где $x=1,2$ — показатель адиабаты для паров воды. Окончательное выражение (5-6) останется без изменений. Правильнее было бы учитывать разницу между показателями адиабаты для паров воды и воздуха, однако в этом случае вывод формулы типа (5-6) более сложен.

где T_a — абсолютная температура паров и газов на входе (предполагается одинаковой);

T_n — абсолютная температура насоса, т. е. записывая уравнение (5-7) в виде

$$Q'_0 \geq S \frac{T_n}{T_a} p_n \left[\left(\frac{p_a}{p_{нас}} - 1 \right) - \frac{p_r}{p_n} \right]. \quad (5-7')$$

Следует иметь в виду, что для конденсируемых паров законом Гей-Люссака можно пользоваться только в том случае, если пары находятся в состоянии, далеком от насыщения.

Ошибки, возникающие при пользовании уравнением (5-7) без учета различия температуры откачиваемых газов и паров и температуры самого насоса довольно невелики. Так, при температуре паров 20°C и температуре насоса 60°C в уравнение (5-7) вместо p_n следует подставить

$$\frac{T_n}{T_a} p_n = \frac{273 + 60}{273 + 20} p_n = \frac{333}{293} p_n = 1,14 p_n;$$

при температуре паров 80°C вместо p_n следует подставить

$$\frac{T_n}{T_a} p_n = \frac{273 + 60}{273 + 80} p_n = \frac{333}{353} p_n = 0,943 p_n,$$

т. е. в довольно широком интервале температур ошибка не превышает 10—15%, и мы для простоты рассуждений будем пользоваться уравнением (5-7), а не уравнением (5-7').

Заметим, что поскольку при охлаждении паров их давление уменьшается, а при нагревании — увеличивается, то при откачке паров, имеющих разные температуры и одинаковое давление, конденсация менее вероятна для более горячих паров.

На рис. 5-10 представлен график, построенный по уравнению (5-7) для случая откачки паров воды и позволяющий определить необходимое для полного предотвращения конденсации количество балластного газа на 1 л/сек быстроты откачки насоса в зависимости от нагрузки на насос. Этот график построен в предположении, что давление выхлопа равно атмосферному ($p_a = 760$ мм рт. ст.) и температура

насоса составляет 60°C , т. е. давление насыщения $p_{нас} = 150$ мм рт. ст. Из графика видно, что при некотором давлении паров воды на входе насоса по мере увеличения отношения $\frac{p_r}{p_n}$, т. е. по мере увеличения относительного содержания неконденсируемых газов в смеси на входе насоса, необходимое количество балластного газа умень-

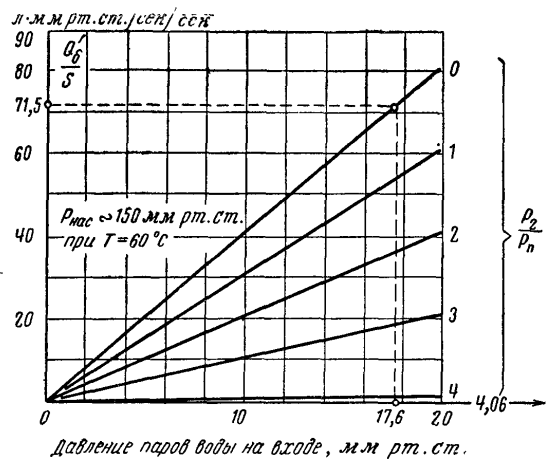


Рис. 5-10. График для определения необходимого для полного предотвращения конденсации количества балластного газа на 1 л/сек быстроты откачки насоса в зависимости от нагрузки на насос (для паров воды).

шается. Это объясняется тем, что газ, поступающий со входа насоса действует так же, как и балластный.

Из рис. 5-10 видно, что при $\frac{p_r}{p_n} \geq 4,06$ для предотвра-

щения конденсации в балластном газе нет необходимости.

В качестве балластного газа используется обычно атмосферный воздух. Его собственная влажность обычно невелика и практически не сказывается на характеристиках газобалластных насосов.

В практике наиболее часто приходится откачивать чи-

стые конденсируемые пары ($\frac{p_r}{p_n} \approx 0$). Рассмотрим уравнение (5-8), переписав его в виде

$$p_{n \text{ макс}} \leq \frac{Q'_b}{S \left[\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right]} \quad (5-9)$$

Из рассмотрения уравнения (5-9) можно сделать следующие выводы:

1. По мере увеличения давления паров количество балластного газа должно быть увеличено.

2. При неизменном количестве балластного газа допустимое давление паров $p_{n \text{ макс}}$ может быть увеличено за счет уменьшения величины $\left[\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right]$.

Уменьшение величины $\left[\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right]$ происходит по мере уменьшения отношения $\frac{p_a}{p_{\text{нас}}}$.

В практике это может быть достигнуто двумя способами:

а) уменьшением сжатия в камере насоса, т. е. уменьшением выхлопного давления p_a ;

б) увеличением давления насыщения $p_{\text{нас}}$ паров за счет нагревания их до возможно более высокой температуры.

В обоих случаях при $\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} = 1$ величина $\left[\frac{p_a}{p_{\text{нас}}} - 1 \right] = 0$ и конденсации не происходит при сколь угодно большом давлении пара на входе.

Очевидно, что при откачке паров, растворяющихся в масле (бензина, бензола, этилового спирта и т. п.), они частично остаются в насосе. Однако при работе с напуском балластного газа на загрязненном конденсатом масле пары, испарившиеся в эвакуированную рабочую камеру из пленки масла, не будут конденсироваться, а будут постепенно удаляться из насоса, т. е. масло будет очищаться и остаточное давление насоса уменьшаться. Так будет происходить, если конденсат имеет высокую упругость пара при температуре насоса. Можно отметить, что очистка масла происходит еще и вследствие барботажа балластного газа через масло в масляном резервуаре насоса.

Иначе обстоит дело, если конденсат имеет низкую упругость пара. Такие вещества очень медленно удаляются из масла и, следовательно, из насоса. В этом случае требуется замена масла, так же как и в случаях, когда откачиваются вещества, способствующие осмолению масла.

Весьма важно, чтобы при напуске балластного газа не происходило значительного увеличения остаточного давления, достигаемого насосом. В связи с этим напуск балластного газа в камеру насоса осуществляется через отвер-

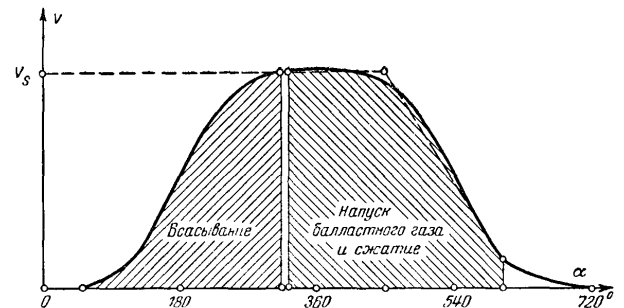


Рис 5-11. Диаграмма работы газобалластного насоса.

стие в крышке камеры. При правильном выборе местоположения этого отверстия открытие и закрытие его производятся в нужные моменты времени движущимися частями насоса. Напуск балластного газа начинается после поворота ротора на некоторый угол (не менее $10-15^\circ$) после положения «исси всасывания» (рис. 5-11, 5-12 и 4-4).

Балластный газ, прорываясь через зазоры насоса в откачиваемый объем, увеличивает остаточное давление насоса. Очевидно, чем меньше величина и больше протяженность зазоров между рабочими поверхностями насоса, тем незначительнее будет увеличение остаточного давления. С этой точки зрения в двухступенных насосах следует производить напуск балластного газа во вторую («форвакуумную») ступень (заметим, что в первой ступени сжатия или не происходит, или оно недостаточно для конденсации).

Величина отверстия в крышке камеры должна быть достаточно большой, чтобы иметь возможность напуска необходимого для полного предотвращения конденсации количества балластного газа. Величина наибольшего воз-

можного отверстия определяется конструкцией вращающихся деталей, которые открывают и закрывают это отверстие. Примеры расположения отверстий в плунжерном и пластинчато-статорном насосах приведены на рис 5-12. Общим правилом является то, что чем ближе к выхлопу расположено это отверстие, тем меньше увеличение остаточного давления наблюдается при напуске балластного газа. Следует отметить, что изменение входного давления

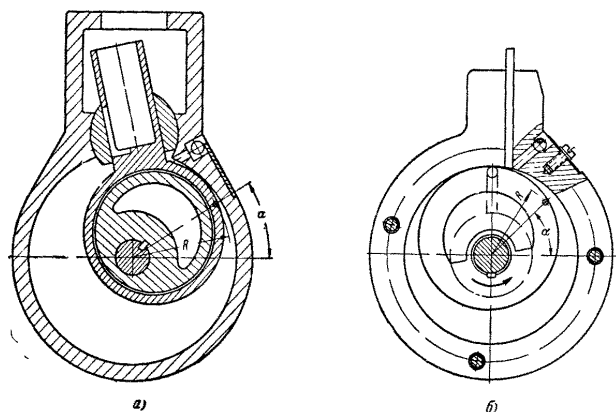


Рис. 5-12 Примеры расположения отверстий для напуска балластного газа в плунжерном (а) и пластинчато-статорном (б) насосах.

насоса от 0 до 80—100 мм рт. ст. практически не сказывается на количестве поступающего балластного газа.

При работе газобалластного насоса обычно встречается необходимость в изменении количества балластного газа, поступающего в насос, т. е. в дозировке балластного газа. Это необходимо в связи с тем, что работа насоса с малым количеством балластного газа не обеспечивает откачки паров при высоких давлениях, в то время как напуск большого количества балластного газа вызывает значительное увеличение остаточного давления, достигаемого насосом, что в ряде случаев затруднило бы его использование. Кроме того, напуск большого количества балластного газа приводит к значительному увеличению мощности, потребляемой газобалластным насосом. Поэтому напуск балластного газа производится через вентиль-дозатор, ко-

торый дает возможность регулировать и полностью прекратить поступление балластного газа в насос. Дозировка балластного газа может быть как плавной, так и ступенчатой в зависимости от устройства дозатора. Положение деталей дозатора, соответствующее напуску определенного количества балластного газа, называют «позицией дозатора».

У правильно сконструированного газобалластного насоса при напуске некоторого количества балластного газа остаточное давление, достигаемое насосом, бывает по величине значительно меньшим, чем наибольшее давление паров, допускаемое на входе.

Ниже изложены результаты работ И. С. Рабиновича и автора по созданию первых отечественных газобалластных насосов на базе серийных насосов типа ВН.

На рис. 5-13 показан характер изменения остаточного давления при напуске балластного газа у одноступенных (кривая 1) и двухступенных (кривая 2) насосов. Как видно из рис. 5-13, у двухступенных насосов напуск балластного газа до некоторого количества $Q'_{б\text{ мин}}$ еще не вызывает

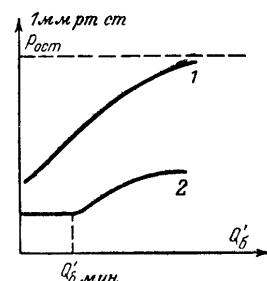


Рис. 5-13. Характер изменения остаточного давления в зависимости от количества балластного газа для одноступенного (кривая 1) и двухступенного (кривая 2) насосов

увеличения остаточного давления, в то время как у одноступенных насосов увеличение остаточного давления наблюдается уже при напуске весьма малого количества балластного газа.

Опыты, проведенные на двухступенных насосах ВН-1, ВН-2 и ВН-461М, показали, что напуска балластного газа в количестве $Q_{б\text{ мин}}$, не вызывающем увеличения остаточного давления, достаточно для успешной откачки паров воды при их давлении на входе до 0,5 мм рт. ст., увеличение потребляемой двигателем мощности при этом не превышает нескольких процентов. Поэтому при ступенчатой дозировке балластного газа для дозатора двухступенного насоса в качестве наименьшей позиции избирается такое его открытие, которое обеспечивает напуск балласт-

ного газа в количестве $Q'_{\text{мин}}$ (см. характеристики газобалластных насосов, приведенные в табл. 5-1 на стр. 166) или несколько меньшем.

Для дозатора одноступенного насоса в качестве наименьшей позиции обычно избирается такое его открытие, при котором остаточное давление насоса составляет величину, меньшую, чем наибольшее выпускное давление пароструйного насоса. Поскольку наибольшее выпускное давление современных пароструйных насосов составляет 100—150 *мк рт. ст.* и больше, остаточное давление газобалластного насоса на наименьшей позиции дозатора может быть 60—80 *мк рт. ст.*

Для дозаторов как одноступенных, так и двухступенных насосов в качестве наибольшей позиции избирается такое открытие, при котором площадь отверстия в дозаторе превышает площадь отверстия в крышке камеры насоса, так что количество поступающего в насос балластного газа в этом случае ограничивается не дозатором, а отверстием в крышке камеры.

Газобалластные насосы изготавливаются на базе существующих конструкций, поскольку установка газобалластного устройства требует весьма незначительных изменений отдельных деталей (в основном — крышек). На рис. 5-14 показан разрез газобалластного насоса ВН-2Г (на базе насоса ВН-2), на рис. 5-15 — разрез газобалластного устройства опытного насоса ВН-461МГ, изготовленного на базе насоса ВН-461М. Напуск балластного газа производится через дозатор 2. Из дозатора балластный газ поступает через трубку 3 в штуцер 4, ввернутый (на глицфталевом лаке) в крышку насоса 1 и через отверстие в крышке в камеру насоса. В штуцере имеется обратный клапан, необходимый для предотвращения выбрасывания из камеры насоса парогазовой смеси и масла, если давление в камере насоса достигнет атмосферного ранее, чем будет перекрыто отверстие в крышке камеры. В газобалластном устройстве (обычно у входа в дозатор) имеется фильтр для предотвращения попадания пыли в насос. Фильтр может быть сетчатый или иметь более сложное устройство. Поскольку в насосе ВН-461МГ штуцер пропущен через кожух масляной ванны (рис. 5-15), здесь имеется уплотнитель, состоящий из резинового кольца 5, поджимаемого гайкой 7 через металлическую шайбу 6, для предотвращения вытекания масла.

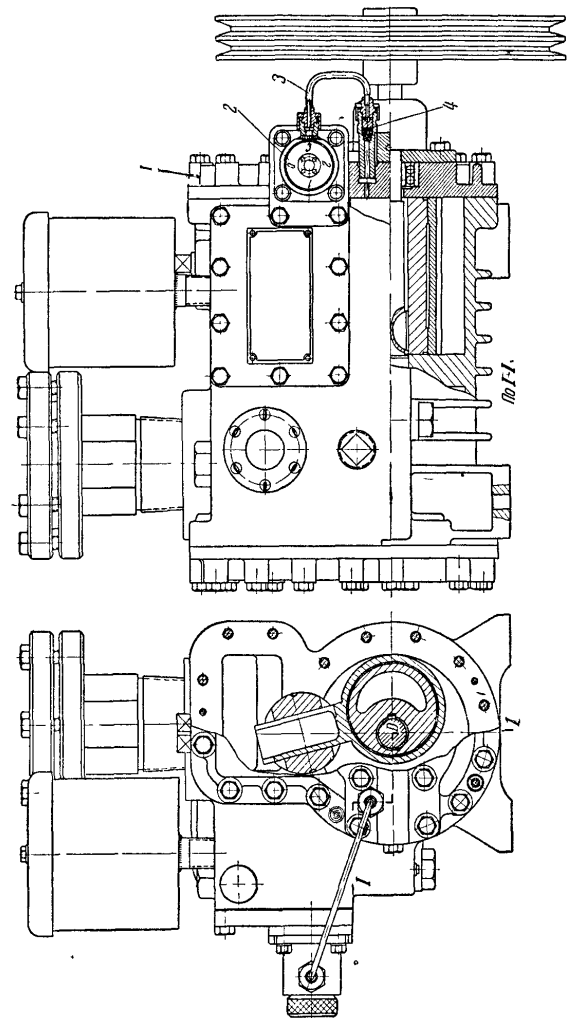


Рис. 5-14. Газобалластный насос ВН-2Г.
1 — крышка насоса; 2 — дозатор; 3 — трубка; 4 — штуцер с клапаном.

Конструктивно газобалластное устройство может несколько отличаться от описанного.

На рис. 5-16 показан внешний вид насоса ВН-1Г, на рис. 5-17 — опытного образца насоса ВН-461МГ.

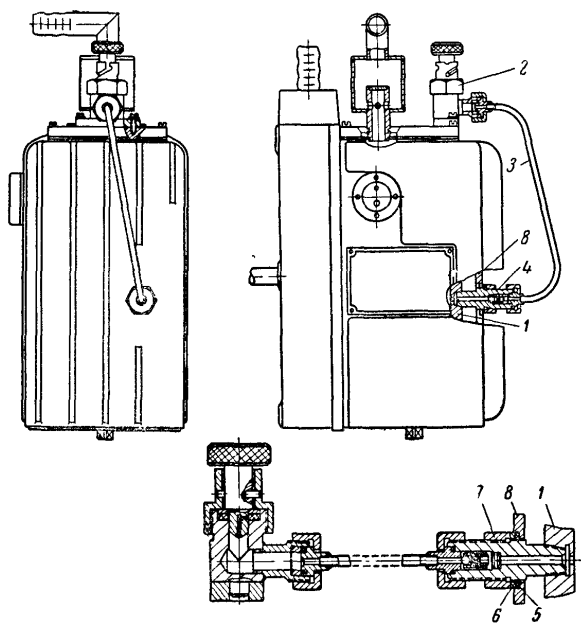


Рис. 5-15. Разрез газобалластного устройства опытного насоса ВН-461МГ.

1 — крышка насоса; 2 — дозатор; 3 — трубка; 4 — штуцер с клапаном; 5 — резиновое кольцо; 6 — металлическое кольцо; 7 — гайка; 8 — корбка насоса.

Газобалластные устройства одноступенных двухкамерных насосов имеют аналогичную конструкцию, однако здесь подача балластного газа производится через один дозатор в обе камеры одноступенного насоса. Внешний вид газобалластного устройства насоса ВН-6Г показан на рис. 5-18. Так же выглядит газобалластное устройство насоса ВН-4Г.

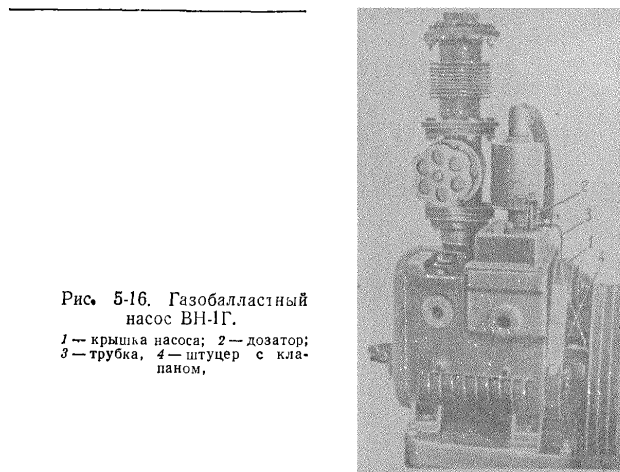


Рис. 5-16. Газобалластный насос ВН-1Г.

1 — крышка насоса; 2 — дозатор; 3 — трубка; 4 — штуцер с клапаном.

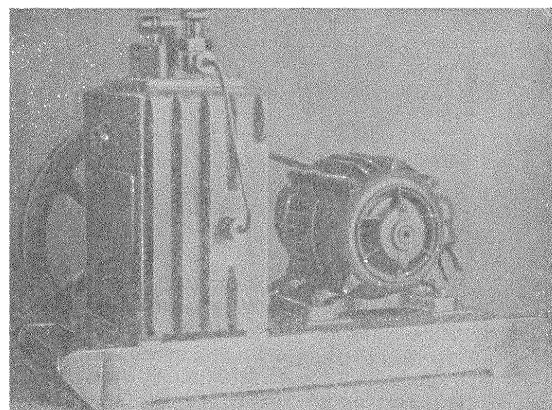


Рис. 5-17. Газобалластный насос ВН-461МГ.

На рис. 5-19 показано устройство пробкового дозатора. Пробка 2, притягиваемая к корпусу 1 пружиной 7, имеет три отверстия, расположенные через 90°. Поворот пробки вокруг оси фиксируется шариком-фиксатором 11 также через каждые 90°, поэтому одному из положений пробки соответствует закрытая позиция дозатора. Воздух, поступающий в насос через дозатор, фильтруется сетчатым фильтром 3. Неудобство этой конструкции дозатора заключается в необходимости периодического смазывания пробки вакуумной смазкой.

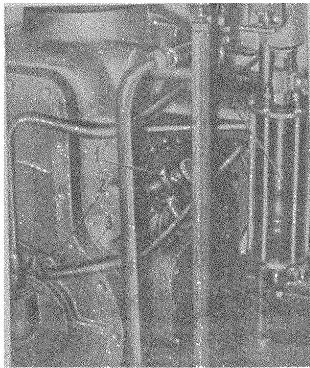


Рис. 5-18. Газобалластное устройство насоса ВН-6Г.
1 — дозатор; 2 — штуцер с клапаном;
3 — трубка; 4 — отстойник.

На рис. 5-20 показано устройство более сложного, но более удобного в эксплуатации эксцентрикового дозатора. В корпусе 1 дозатора по резьбе движется опора 9, увлекающая за собой чашку 2 с резиновым уплотнителем 3, который закрывает большое отверстие в корпусе. Малое отверстие (в самой чашке) закрывается другим уплотнителем 4, связанным со стержнем 6, перемещаемым эксцентриком ручки 12 при повороте ручки вокруг горизонтальной оси

(на 180°). Перемещение опоры с чашкой и уплотнителем достигается вращением этой же ручки вертикальной оси. Таким образом, дозатор может иметь три положения (позиции):

- а) 0 — закрыты оба отверстия;
- б) минимум — открыто малое отверстие;
- в) максимум — открыто большое (и малое) отверстие.

Воздух, проходящий через дозатор, фильтруется сетчатым фильтром 13.

Дозаторы, показанные на рис. 5-19 и 5-20, позволяют осуществлять ступенчатую дозировку балластного газа. В отличие от них дозатор, показанный на рис. 5-21, позволяет осуществлять плавную дозировку балластного газа при вывертывании за маховичок 7 иглы 4, движущейся

по резьбе и изменяющей величину проходного сечения в отверстии корпуса 1 дозатора. Для определения степени открытия дозатора на маховичке имеются 10 делений А, а на корпусе — неподвижная риска Б.

На рис. 5-21 показано также устройство штуцера, заключающего в себе клапан. Следует обратить внимание

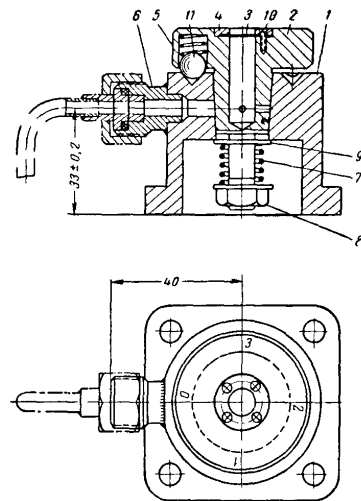
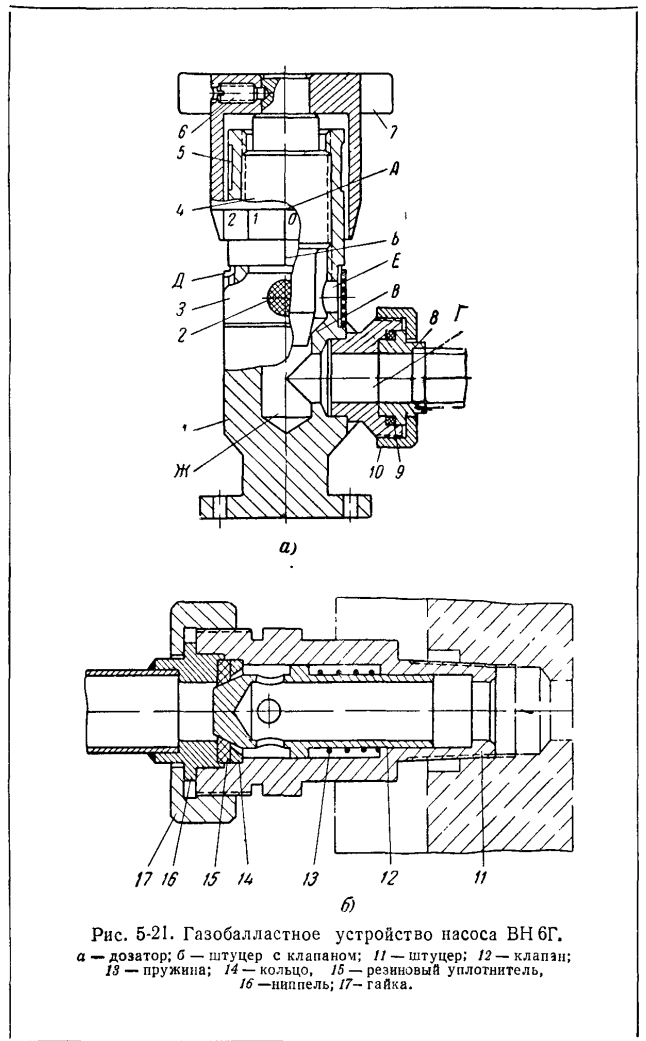
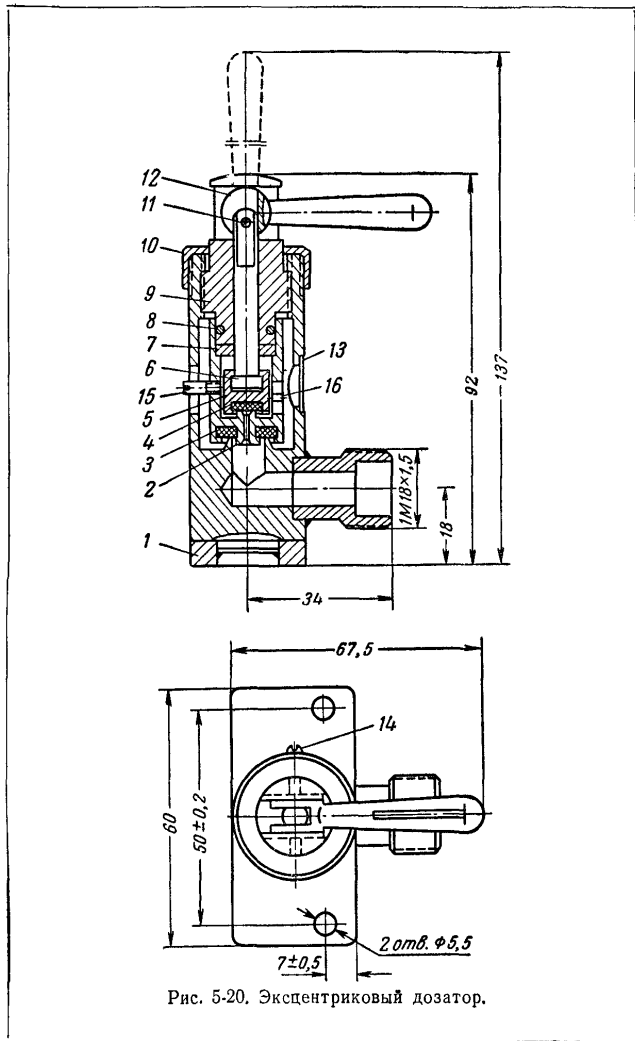


Рис. 5-19. Пробковый дозатор.

на то, что в случае поломки пружины ее обломки не попадут в камеру насоса.

При работе газобалластного насоса переключение позиций дозатора должно производиться в зависимости от давления паров на входе насоса. Поскольку многие вакуумные системы имеют только манометры, позволяющие производить измерение давлений, не превышающих 1 мм рт. ст., то в таких случаях насос работает при наибольшем открытии дозатора, пока давление не снизится до этой величины, после чего дозатор переключается на соответствующую меньшую позицию.



Очень часто при откачке бывает необходимо знать производительность насоса по парам. Если представить уравнение состояния

$$pV = \frac{G}{M} RT \quad [\text{см. (1-1)}]$$

в виде

$$3600 p_n S = \frac{G'}{M} RT, \quad (5-10)$$

то при температуре откачиваемых паров $T=273^\circ\text{K}$ производительность насоса по парам будет

$$G' = \frac{3600 S p_n M}{RT} = 0,197 M S p_n \quad [\text{г/ч}], \quad (5-11)$$

где S — быстрота откачки насоса, л/сек;

p_n — парциальное давление пара на входе насоса мм рт. ст.;

M — молекулярный вес откачиваемого пара, г.

Таким образом, производительность насоса по парам прямо пропорциональна скорости откачки и давлению паров на входе насоса. Для паров воды ($M=18$).

$$G' = 3,55 S p_n \quad [\text{г воды/ч}]. \quad (5-12)$$

Следует заметить, что ни в одно из этих соотношений не вошло количество балластного газа. Однако производительность насоса по парам существенно зависит от состояния масла в насосе. Действительно, если масло содержит некоторое количество конденсата, что может происходить при неполном предотвращении процесса конденсации, то насос будет обладать некоторым парциальным остаточным давлением $p_{n,ост} \neq 0$ по интересующим нас парам и соотношение (5-10) следует представить в виде

$$3600(p_n - p_{n,ост})S = \frac{G'}{M} RT, \quad (5-13)$$

откуда

$$G' = \frac{3600 M}{RT} S(p_n - p_{n,ост}). \quad (5-14)$$

Поскольку по мере насыщения масла конденсатом $p_{n,ост}$ увеличивается, производительность насоса по парам уменьшается.

154

Допустимую (т. е. не вызывающую процесса конденсации) производительность насоса по парам можно представить в виде

$$G'_{\text{макс}} = \frac{3600 M}{RT} S p_{n,макс} = 0,197 M S p_{n,макс} \quad [\text{г/ч}], \quad (5-11')$$

где $p_{n,макс}$ — наибольшее допустимое давление паров, мм рт. ст. Представив (5-8) в виде

$$S p_{n,макс} = \frac{Q'_6}{\left[\frac{p_a}{p_{нас}} - 1\right]} \quad (5-8')$$

и подставив последнее соотношение (5-8') в (5-11'), получим:

$$\begin{aligned} G'_{\text{макс}} &= \frac{3600 M}{RT} \cdot \frac{Q'_6}{\left[\frac{p_a}{p_{нас}} - 1\right]} = \\ &= 0,197 \frac{M Q'_6}{\left[\frac{p_a}{p_{нас}} - 1\right]} \quad [\text{г/ч}]. \end{aligned} \quad (5-15)$$

Для паров воды при 20°C

$$G'_{\text{макс}} = 0,866 Q'_6 \quad [\text{г воды/ч}]. \quad (5-16)$$

Соотношения (5-15) и (5-16) получены для случая откачки чистых паров при 20°C , т. е. когда $\frac{p_r}{p_n} \approx 0$.

Таким образом, допустимая производительность насоса по парам прямо пропорциональна количеству балластного газа и не зависит от скорости откачки насоса, т. е. при одинаковом напуске балластного газа в различные насосы их допустимая производительность по парам будет одинаковой.

На рис. 5-22 показана производительность некоторых газобалластных насосов по парам воды при 20°C в зависимости от давления паров воды на входе, построенная по соотношению (5-12).

155

Данные, полученные при расчетах по соотношениям (5-7) и (5-11) для паров воды, хорошо совпадают с соответствующими результатами испытаний газобалластных насосов.

Схема стенда для испытаний газобалластных насосов приведена на рис. 5-23. Насос через трубопровод с венти-

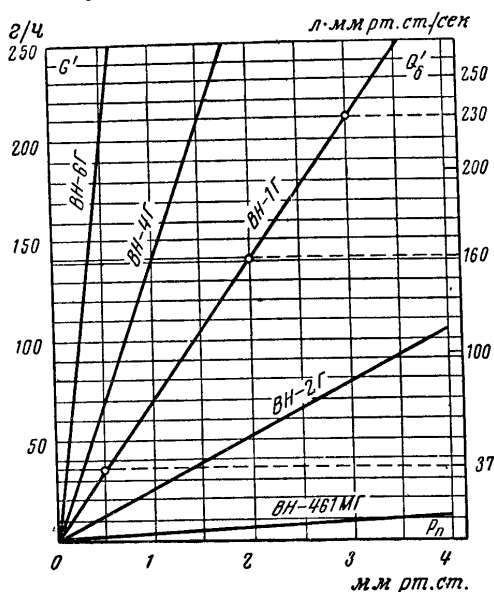


Рис. 5-22. Производительность газобалластных насосов по парам воды.

лем присоединяется к объему, имеющему ряд манометров для измерения давления от 760 до 10^{-3} мм рт. ст. Величина объема должна превышать величину объема рабочей камеры насоса не менее чем в 10 раз, иначе трудно поддерживать давление паров постоянным. Для определения остаточного давления насоса при работе без нагрузки у входа насоса (под вентилем) устанавливается термоманометр ЛТ-2. Для определения потребляемой двигателем мощности в электросети имеются вольтметр и амперметр или схема двух ваттметров. Напуск паров произ-

водится через трубку с дросселирующим краном из испарителя, который позволяет контролировать расход жидкости. Для предотвращения замерзания жидкости при испарении испаритель подогревается электропечкой, присоединенной к электросети через автотрансформатор. Температуры масла в насосе и жидкости в испарителе контролируются термометрами.

При испытаниях газобалластных насосов определению подлежат следующие величины:

1) количество балластного газа, поступающего в насос в зависимости от позиции дозатора;

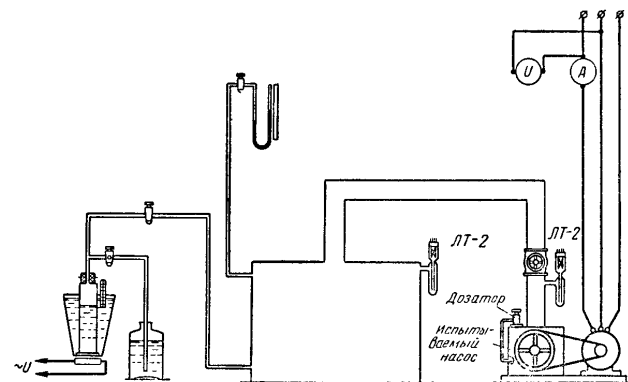


Рис. 5-23. Схема стенда для испытаний газобалластных насосов.

2) полное остаточное давление и температура масла насоса в зависимости от позиции дозатора;

3) наибольшее допустимое давление паров на входе и производительность насоса по парам в зависимости от позиции дозатора;

4) мощность, потребляемая двигателем насоса в зависимости от давления на входе и позиции дозатора.

Количество балластного газа, поступающее в насос, может быть определено с помощью потокомера, подсоединенного ко входу дозатора газобалластного устройства. В качестве потокомера могут быть использованы газовые часы. Имеются косвенные методы определения количества балластного газа, поступающего в камеру насоса. Наиболее удобным из косвенных методов является, по-видимому,

следующий. Газобалластное устройство, снятое с насоса, собирается со специально изготовленным опытным штуцером, у которого в отличие от штуцера, устанавливаемого в крышке насоса, на выходе имеется дополнительный канал, изготовленный по размерам отверстия для напуска балластного газа в крышке камеры насоса. Опытный штуцер с подсоединенным газобалластным устройством с помощью вакуумного ввода присоединяется к небольшому объему, установленному на входе насоса с известной быстротой откачки. Определению подлежит давление p_b , устанавливающееся на входе насоса в зависимости от позиции дозатора, после чего подсчитывается производительность насоса $Q' = Sp_b$, которая, очевидно, равна потоку воздуха через газобалластное устройство при данной позиции дозатора. Для определения количества поступающего в насос балластного газа используется приближенная формула

$$Q'_6 \cong \frac{\alpha_{\text{нап}}}{360} Q', \quad (5-17)$$

где $\alpha_{\text{нап}}$ — угол поворота вала насоса между положениями начала и конца напуска балластного газа (см. рис. 5-11).

Для пластинчато-роторных насосов угол $\alpha_{\text{нап}} \approx 360^\circ$. Для насосов ВН-1 и ВН-2 (плунжерных) формула (5-17) выглядит так:

$$Q'_6 \approx 0,7Q';$$

для насоса ВН-461М (пластинчато-статорного)

$$Q'_6 \approx 0,6Q'.$$

В одноступенных двухкамерных плунжерных и пластинчато-статорных насосах роторы для лучшей балансировки сдвинуты на 180° относительно друг друга. В связи с этим, как видно из рис. 5-24, одновременного поступления балластного газа в обе камеры насоса практически не наблюдается. Поэтому при использовании описанного здесь косвенного метода определения количества балластного газа, поступающего в насос, достаточно определить его для одной камеры (заглушив вакуумно-плотно другой конец трубки, соединяющей дозатор со штуцером второй камеры) и затем удвоить полученный результат.

При определении полного остаточного давления и температуры масла насоса необходимо производить измерения

только после установления постоянных значений этих величин. Для насосов с водяным охлаждением часто бывает необходимо знать зависимости полного остаточного давления и температуры масла (в интервале $40-90^\circ\text{C}$) не только от позиции дозатора, но и от расхода охлаждающей воды.

При определении наибольшего допустимого давления паров производится предварительный подсчет этой величины [по соотношению (5-9), так как испытания проводятся обычно при $\frac{p_r}{p_n} \approx 0$] с учетом фактических значений Q'_6 ,

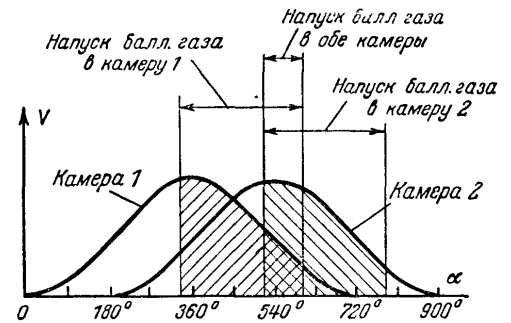


Рис. 5-24. Диаграмма работы одноступенного двухкамерного газобалластного насоса.

p_a и температуры масла насоса. Критерием правильности определения наибольшего допустимого давления паров при испытаниях служит обычно время восстановления первоначального остаточного давления насоса. При откачке паров воды это время не превышает, как правило, 1 ч, даже для самых крупных насосов, если в процессе испытаний давление паров не превышало наибольшего допустимого давления. В противном случае наблюдается более медленное восстановление первоначального остаточного давления. При откачке паров, растворяющихся в масле насоса, необходимо иметь в виду замечание, сделанное для таких паров на стр. 142. Во избежание влияния пароотделения со стенок объема и трубопровода на величину остаточного давления рекомендуется перекрыть вентиль и измерять остаточное давление непосредственно на входе насоса (см. рис. 5-23).

В случае получения положительных результатов испытаний давление паров увеличивают и проводят такие же испытания повторно, пока не будет, наконец, экспериментально определено наибольшее допустимое давление паров. Эти испытания заключаются обычно в кратковременной

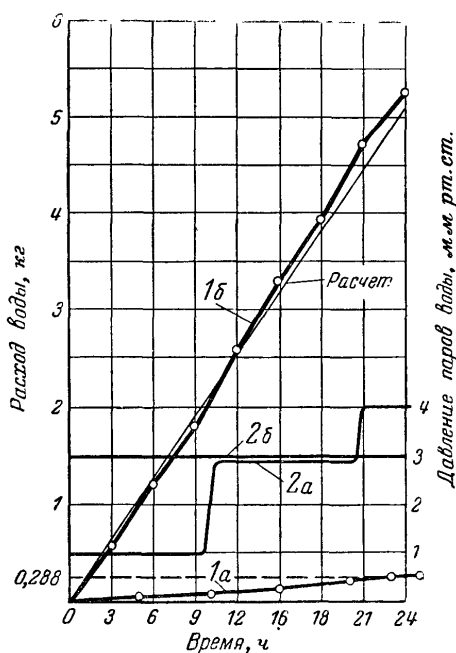


Рис. 5-25. Откачка паров воды насосом ВН-1Г.
а — без балластного газа; 1а — расход воды; 2а — давление паров воды; б — с балластным газом; 1б — расход воды; 2б — давление паров воды.

откачке паров (в течение 8—24 ч) с последующей проверкой времени восстановления первоначального остаточного давления.

После определения наибольшего допустимого давления паров рекомендуется провести длительные испытания насоса по откачке паров с таким давлением (по крайней мере для наибольшего открытия дозатора) при непрерывной

его работе в течение 3 или более суток с проверкой времени восстановления первоначального остаточного давления. Только после длительных испытаний можно считать, что наибольшее допустимое давление паров определено правильно.

Производительность насоса по парам определяется путем деления количества израсходованной жидкости на время откачки.

На рис. 5-25 и 5-26 приведены данные по откачке паров воды насосами ВН-1Г и ВН-2Г как без напуска балластного газа (кривые а), так и с напуском его (кривые б) при кратковременных испытаниях. На рис. 5-27 приведены данные по откачке паров воды насосом ВН-461М как без напуска балластного газа (кривые а), так и с напуском балластного газа (кривые б) при длительных испытаниях. На рис. 5-28—5-30 приведены кривые «набора вакуума» для насосов ВН-1Г, ВН-2Г и ВН-461М соответственно до откачки паров (кривые 1), после откачки паров без балластного газа (кривые 2) и после откачки паров с балластным газом (кривые 3).

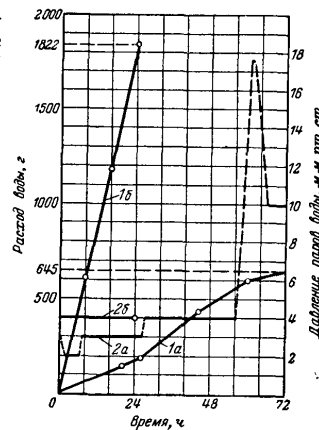


Рис. 5-26. Откачка паров воды насосом ВН-2Г.

а — без балластного газа; 1а — расход воды; 2а — давление паров воды; б — с балластным газом; 1б — расход воды; 2б — давление паров воды

Из рис. 5-25 и 5-26 можно видеть, что, несмотря на увеличение давления паров (кривые 2а) при работе без балластного газа, производительность насосов ВН-1 и ВН-2 по воде (т. е. угол наклона кривых 1а к оси абсцисс) не только не увеличивается, но даже уменьшается. Это объясняется увеличением полного остаточного давления насосов при откачке паров без балластного газа [см. соотношение (5-14) и объяснение к нему на стр. 154]. При испытаниях насосом ВН-1 было откачено 288 г воды за 25 ч, насосом ВН-2—645 г воды за 72 ч и насосом ВН-461М—415 г воды за 11 ч, после чего эти насосы имели остаточное давление от 0,5 мм рт. ст. (ВН-461М) до 2 мм рт. ст. (ВН-1 и ВН-2),

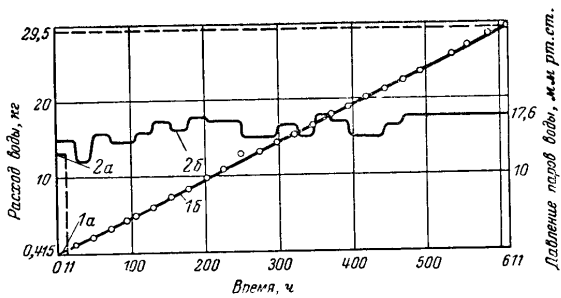


Рис. 5-27. Откачка паров воды насосом ВН-461МГ.
 а — без балластного газа; 1а — расход воды, 2а — давление паров воды;
 б — с балластным газом; 1б — расход воды; 2б — давление паров воды

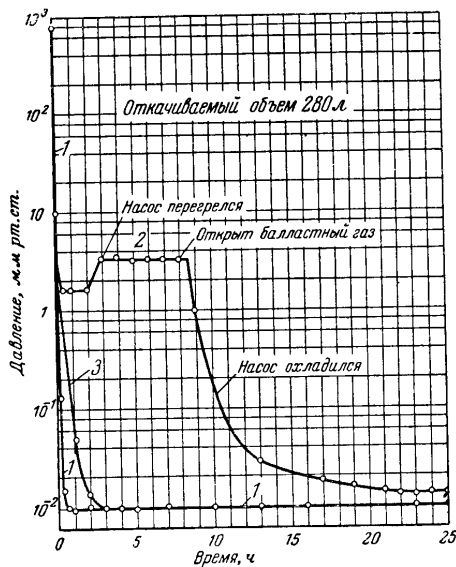


Рис. 5-28. Изменение давления в объеме 280 л во времени при работе насоса ВН-1Г до откачки паров воды (кривая 1), после откачки паров воды без балластного газа (кривая 2) и после откачки паров воды с балластным газом (кривая 3).

как это видно из кривых 2 на рис. 5-28—5-30. При откачке отмечены выделение эмульсии масло-вода на выхлопе, перегрев, особенно сильный у насоса ВН-1 (свыше 90°С на корпусе), увеличение потребляемой двигателями насосов мощности (по-видимому, за счет ухудшения смазывания).

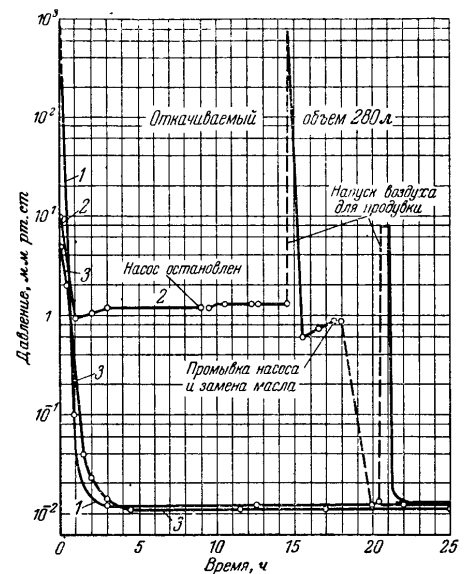


Рис. 5-29. Изменение давления в объеме 280 л во времени при работе насоса ВН-2 до откачки паров воды (кривая 1), после откачки паров воды без балластного газа (кривая 2) и после откачки паров воды с балластным газом (кривая 3).

Улучшение остаточного давления до первоначального было достигнуто у насоса ВН-2 двойной промывкой и заменой масла, у насосов ВН-1 и ВН-461М — длительной работой с напуском балластного газа. После такого восстановления первоначального остаточного давления у насоса ВН-461М был обнаружен отстой воды (около 50 см³) на дне масляной ванны.

При откачке паров воды с балластным газом насосы сохраняли постоянную (в пределах точности эксперимента) 11*

производительность по воде, если давление паров поддерживалось постоянным (см. рис. 5-25—5-27, кривые б). Некоторые колебания давления паров при откачке наблюдались в связи с трудностью регулировки температуры ис-

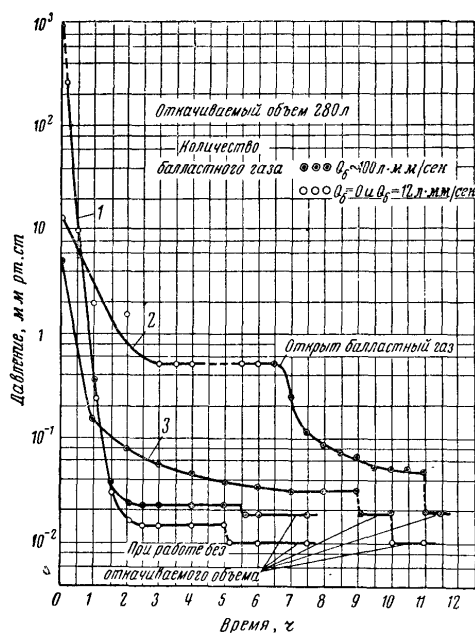


Рис. 5-30. Изменение давления в объеме 280 л во времени при работе насоса ВН-461МГ до откачки паров воды (кривая 1), после откачки паров воды без балластного газа (кривая 2) и после откачки паров воды с балластным газом (кривая 3).

паряемой воды. При работе на каждой позиции дозатора на входе насосов поддерживалось наибольшее допустимое давление паров воды, полученное из расчета по уравнению (5.9). Хотя температура масла на одной и той же позиции дозатора не одинакова для различных насосов, при расчете она была принята для всех насосов равной 60° С.

Насосы ВН-1Г за сутки откачивали воды:

- 4040 — 5500 г при давлении паров 3 мм рт. ст. (поз. 3, $Q'_6 = 230$ л·мм рт. ст./сек);
- 2020 — 3260 г при давлении паров 2 мм рт. ст. (поз. 2, $Q'_6 = 160$ л·мм рт. ст./сек);
- 600 — 900 г при давлении паров 0,5 мм рт. ст. (поз. 1, $Q'_6 = 37$ л·мм рт. ст./сек).

Насосы ВН-2Г за сутки откачивали воды:

- 1720 — 2000 г при давлении паров 4 мм рт. ст. (поз. 3, $Q'_6 = 110$ л·мм рт. ст./сек);
- 800 — 920 г при давлении паров 2 мм рт. ст. (поз. 2, $Q'_6 = 60$ л·мм рт. ст./сек);
- 320 — 400 г при давлении паров 0,5 мм рт. ст. (поз. 1, $Q'_6 = 17$ л·мм рт. ст./сек).

После снятия нагрузки насосы каждый раз восстанавливали первоначальное остаточное давление.

Насос ВН-461МГ на наименьшей позиции дозатора в течение 14 ч откачал 142 г воды при давлении паров до 2,8 мм рт. ст. и после снятия нагрузки восстановил свое первоначальное остаточное давление.

При длительных испытаниях насос ВН-461МГ, работая на наибольшей позиции дозатора в течение 611 ч, откачал 29,5 кг воды и в течение 1 ч восстановил свое первоначальное остаточное давление. Для сравнения заметим, что в насос ВН-461МГ заливается 2,5 л масла. При анализе масла в нем не было обнаружено даже следов воды, хотя в свежем масле и содержалось некоторое ее количество. Изменение давления в откачиваемом объеме и остаточное давление насосов после откачки паров воды с напуском балластного газа показаны на рис. 5-28—5-30 (кривые 3). Менее быстрое падение давления, чем это было перед откачкой паров (кривые 1 на этих рисунках), объясняется наличием влаги на стенках откачиваемого объема.

Основные характеристики двухступенных газобалластных насосов, полученные в результате расчетов и испытаний, приведены в табл. 5-1. Следует иметь в виду, что в этой таблице приведены расчетные значения наибольшего допустимого давления паров воды, полученные из условия, что температура насоса при работе на наибольшей позиции дозатора составляет 60° С. Обычно у насосов ВН-1Г и ВН-2Г эта температура несколько выше, что ведет к более

высоким значениям наибольшего допустимого давления паров. Так, например, отдельные насосы ВН-2Г могут иметь $P_{\text{н макс}} = 12-15 \text{ мм рт. ст.}$ Однако автор не имеет исчерпывающих статистических данных по температуре насосов при работе на наибольших позициях дозаторов.

Таблица 5-1

Основные характеристики двухступенных газобалластных насосов

Параметры	Тип насоса	Числовые значения параметров при различных позициях дозатора			
		0 (закрыт)	1 (наименьшее открытие)	2 (промежуточное открытие)	3 (наибольшее открытие)
Количество балластного газа, л·мм рт.ст./сек	ВН-1Г	0	37	160	230
	В 1-2Г	0	17	60	110
	ВН-461МГ	0	12	—	~100
Полное остаточное давление, мм рт.ст.	ВН-1Г	16	16	30	45
	ВН-2Г	13	13	16	250
	ВН-461МГ	10	10	—	20
Допустимое давление паров воды, мм рт.ст.	ВН-1Г	—	0,5	2	3
	ВН-2Г	—	0,5	2	4
	ВН-461МГ	—	2,5	—	17,6
Производительность по воде при наибольшем допустимом давлении паров, г/ч	В 1-1Г	—	30	130	200
	ВН-2Г	—	15	30	75
	ВН-461МГ	—	9	—	150

Данные по полному остаточному давлению при работе на наибольших позициях дозаторов приведены для новых двухступенных насосов. У изношенных насосов это давление несколько повышается, хотя полное остаточное давление при работе на наименьших позициях дозаторов остается, как правило, у таких насосов неизменным.

При испытаниях было замечено, что конденсация паров и накопление конденсата происходят в маслоотбойниках, если последние имеют плотные фильтры (например, из металлической стружки). При этом достаточно прекратить напуск балластного газа, чтобы конденсат стек в насос и смешался с маслом, что немедленно приводит к более или менее резкому увеличению полного остаточного давления насоса. Поэтому в маслоотбойниках газобалластных насо-

сов плотные фильтры или другие устройства, создающие значительные препятствия выходу паров, неприемлемы.

Поскольку конденсация паров может происходить также в выхлопном трубопроводе, должны быть приняты меры против стекания конденсата из него в насос. Для этого желательно иметь в выхлопном трубопроводе ловушку, схема которой показана на рис. 5-31. Такая ловушка совершен-

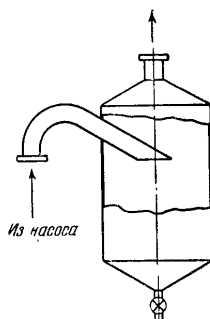


Рис. 5-31. Схема ловушки для конденсата.

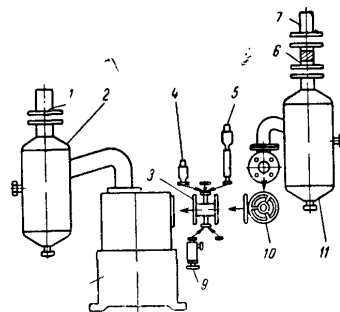


Рис. 5-32. Насос с ловушками на входе и выходе и дополнительной арматурой.

но необходима, если в выхлопном трубопроводе имеются длинные вертикальные участки.

Если источник паров имеет высокую температуру и возможна конденсация паров в холодном входном трубопроводе, то в нем должна быть установлена герметичная ловушка аналогичной конструкции, так как попадание конденсата в насос крайне нежелательно. Сопротивление такой ловушки потоку газов невелико. На рис. 5-32 показан газобалластный насос фирмы Leybold (ФРГ) с ловушками на входе и выходе и дополнительной арматурой, обеспечивающей удобство монтажа и эксплуатации и входящей в комплект насоса.

У насосов с водяным охлаждением давление насыщения паров может значительно изменяться в зависимости от условий охлаждения, т. е. расхода и температуры охлаждающей воды. Для этих насосов можно рекомендовать установку термометров (на место сливной пробки под кла-

панной крышкой насосов ВН-4Г и ВН-6Г) для измерения температуры масла. Определение наибольшего допустимого давления паров производится по уравнению (5-9), причем $P_{нас}$ определяется по данным рис. 5-2, давление же выхлопа p_a принимается равным ~ 1000 мм рт. ст.

Имеющиеся в маслобаках насосов ВН-4Г и ВН-6Г щитки, необходимые для предотвращения выбросов масла при

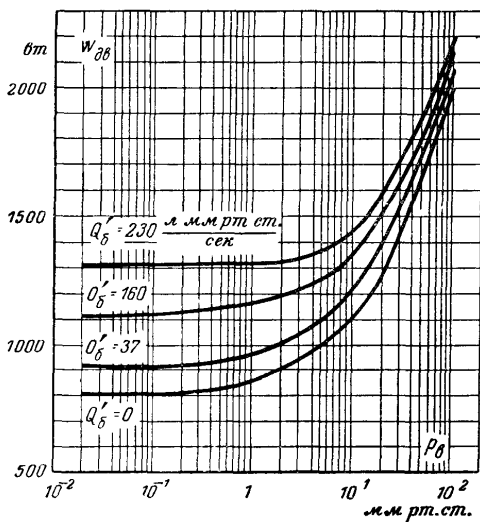


Рис. 5-33. Мощность, потребляемая двигателем насоса ВН-1Г, в зависимости от количества балластного газа и давления на входе.

работе на высоких входных давлениях, создают условия для конденсации некоторой доли паров, причем конденсат стекает в масло. В нижней части маслобаков этих насосов имеются отстойники (рис. 5-18), где собирается конденсат, имеющий удельный вес, больший, чем у масла. Из отстойника конденсат сливается по мере надобности.

Зависимости мощности, потребляемой двигателями насосов ВН-1Г и ВН-2Г, от давления на входе насоса и количества балластного газа показаны на рис. 5-33 и 5-34. Мощность, потребляемая двигателем насоса ВН-461МГ, изменя-

лась очень незначительно при изменении позиций дозатора.

Установка газобалластных устройств на насосах старых выпусков не требует значительных переделок насосов и может быть легко осуществлена непосредственно на месте эксплуатации насоса.

При использовании газобалластного насоса необходимо периодически очищать фильтр дозатора от пыли и грязи. Периодичность очистки фильтра определяется опытным путем в зависимости от условий эксплуатации насоса.

При эксплуатации газобалластных насосов встречаются следующие неисправности: а) засорение газобалластного устройства;

б) заклинивание клапана в штуцере.

В обоих случаях необходима разборка газобалластного устройства. Если вследствие неисправности масло насытилось конденсатом, для улучшения остаточного давления насоса можно или заменить масло, или дать насосу поработать (желательно без нагрузки конденсируемыми парами) с напуском балластного газа в течение некоторого времени для очистки масла.

Для откачки паров при отсутствии газобалластных насосов можно соединить два насоса последовательно и производить напуск атмосферного воздуха через натекатель, установленный в соединяющем их трубопроводе, как это показано на рис. 5-35. При этом открытие натекателя подбывается таким образом, чтобы давление выхлопа первого насоса p_{a1} не превышало давления насыщения откачиваемых паров, а отношение парциальных давлений пара ($p_{п2}$)

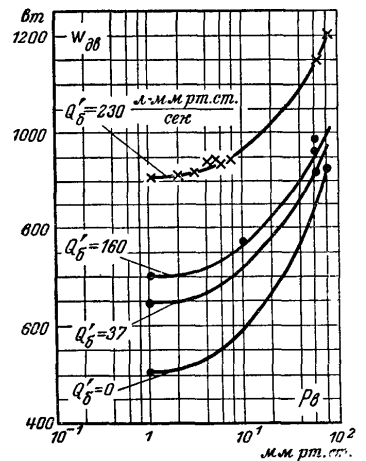


Рис. 5-34. Мощность, потребляемая двигателем насоса ВН-2Г, в зависимости от количества балластного газа и давления на входе.

и газа (p_{r2}) на входе второго насоса отвечало условию

$$\left[\frac{p_{n2}}{p_{нас2}} - 1 \right] - \frac{p_{r2}}{p_{n2}} \leq 0,$$

при котором, как это видно из рассмотрения уравнения (5-7), конденсации не произойдет и во втором насосе. Поскольку давление на выходе первого насоса понижено, подача масла в механизм этого насоса может уменьшиться до недопустимо малой величины, поэтому иногда прихо-

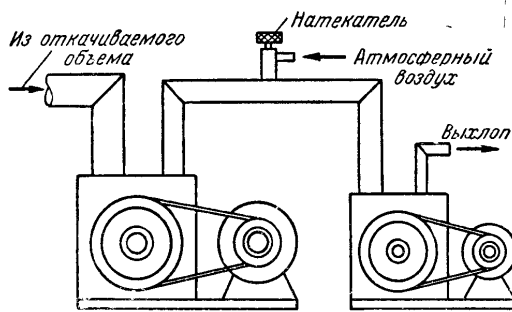


Рис. 5-35. Схема последовательного соединения двух газобалластных насосов с напуском атмосферного воздуха на вход второго насоса для откачки конденсируемых паров.

дится предусматривать в масляной коммуникации первого насоса установку небольшого масляного насоса для принудительной подачи масла.

Заметим, что широко известный способ улучшения остаточного давления насоса при загрязнении масла конденсатом, состоящий в том, что насосу дают работать со значительным напуском атмосферного воздуха (иногда сухого азота) на вход, связан с предотвращением конденсации паров, испаряющихся в камере из масляной пленки, так же как и в случае напуска в насос балластного газа. Однако этот способ практически не может быть использован во время откачки объема, так как он связан с необходимостью значительного повышения давления на входе насоса.

Если в процессе откачки необходимо удалить большое количество воды, то производительность газобалластных

насосов может оказаться недостаточной, тем более что допустимое давление паров воды на входе газобалластного насоса не превышает 20—30 мм рт. ст. Например, производительность насоса ВН-6Г по парам воды при давлении $p_n = 20$ мм рт. ст. составляет (5-12):

$$G' = 3,55 S p_n = 3,55 \cdot 120 \cdot 20 = 8500 \text{ г/ч}$$

и для удаления 100 кг воды при этом давлении понадобилась бы непрерывная работа в течение 12 ч.

В таких случаях для удаления паров необходимо использовать высокопроизводительные конденсаторы. Для создания низких давлений газов при работе установок с конденсаторами необходимы газобалластные насосы, так как они не ухудшают своих характеристик при попадании в них паров, прошедших через конденсатор. При определении быстроты откачки насоса, необходимой для поддержания заданного давления воздуха, можно принимать, что в 1 кг воды при 20° С содержится ~12 л · мм рт. ст. воздуха.

Фирма Leybold для использования со своими газобалластными насосами выпускает три типоразмера конденсаторов (К 3, К 15 и К 100), в которых площади охлаждаемых водой поверхностей составляют 0,2; 1 и 6,5 м². Внешний вид газобалластного насоса S 60 с конденсатором К 15, ловушками на входе и выходе и дополнительным оборудованием (вентиль, вакуумметр, напускной вентиль и т. п.), входящим в комплект насоса, показан на рис. 5-36. В нижней части конденсатора имеется приемник для сбора конденсата.

Благодаря большой пропускной способности конденсатора падение давления в нем невелико и на обеих его сторонах устанавливается практически одинаковое полное давление паров и газов. Однако отношение парциального давления газа к парциальному давлению пара на выходе конденсатора больше, чем на входе, поскольку часть паров конденсируется. Для нормальной работы газобалластного насоса необходимо, чтобы давление паров на его входе (т. е. на выходе конденсатора) не превышало 30 мм рт. ст. Таким образом, давление пара на выходе будет тем меньшим, чем больше здесь давление газа при прочих равных условиях. Поэтому, учитывая, что допустимое давление паров на входе газобалластного насоса (т. е. на выходе конденсатора) не должно превышать 30 мм рт. ст., при большем давлении пара на входе конденсатора следует принять меры к повышению давления газа на его выходе

с тем, чтобы здесь давление пара не превышало указанного предела. Это может быть осуществлено двумя путями в зависимости от условий работы. Если высокое давление пара с малым содержанием газов имеет место в течение всего процесса, следует выбирать не слишком большой газобалластный насос, поскольку давление газа обратно пропорционально скорости откачки. Если же высокое давление паров с малым содержанием газа имеет место только

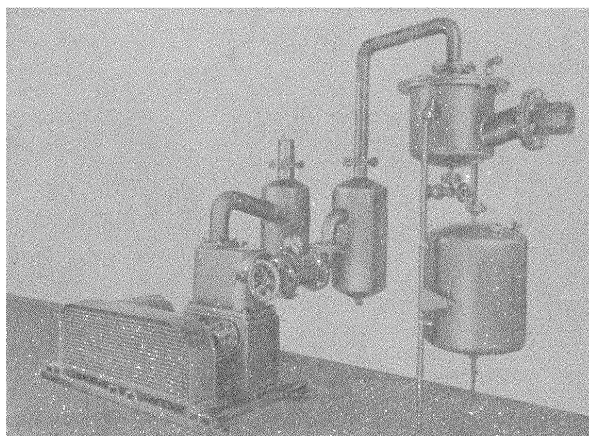
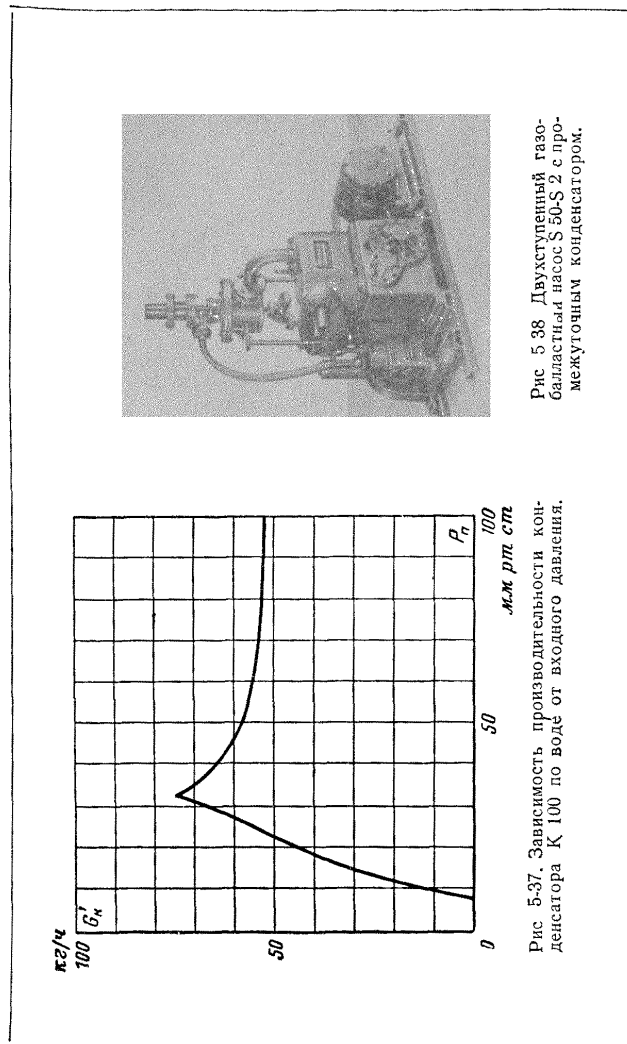


Рис. 5-36. Насос S 60 с конденсатором K 15 и дополнительным оборудованием.

в части процесса, а остальное время работы необходима высокая скорость откачки, то давление газа может быть повышено путем дросселирования закрытием вентиля или напуска атмосферного воздуха через напускной вентиль у входа насоса (рис 5-36). При этом давление контролируется с помощью вакуумметра, установленного на входе насоса.

На рис. 5-37 показана зависимость по фирменным данным производительности конденсатора K 100 по воде от давления паров, откуда видно, что до давления ~ 33 мм рт. ст. производительность возрастает, а затем, после небольшого спада, она остается практически постоянной. Эта



зависимость снята при напуске воздуха на вход насоса с таким расчетом, чтобы давление паров здесь было ниже 30 мм рт. ст.

На рис. 5-38 показан двухступенный газобалластный насос S 50-S 2 фирмы Leybold, состоящий из двух последовательно соединенных насосов S 50 и S 2, работающих от общего двигателя (см. также гл. 4). Отношение быстроты откачки первого насоса к скорости откачки второго составляет 25:1, поэтому для работы на высоких входных давлениях в промежуточном трубопроводе имеется автоматический клапан, чтобы давление здесь не возрастало выше атмосферного. Напуск балластного газа производится только во второй (маленький) насос. При давлении паров воды на входе первого насоса выше 1 мм рт. ст. их давление на входе второго насоса должно превысить допустимое давление (30 мм рт. ст.), поэтому в промежуточном трубопроводе установлен защитный конденсатор. При входном давлении пара ниже 1 мм рт. ст. вместо конденсатора достаточно установить здесь ловушку, описанную выше.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ДВУХРОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

6-1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

В ряде процессов, проводящихся под вакуумом (например, в металлургии), большая скорость откачки в области давлений $1,0-10^{-2}$ мм рт. ст. является решающим обстоятельством при выборе откачного оборудования.

Однако получение больших значений скорости откачки в этой области давлений с помощью механических насосов с масляным уплотнением или пароструйных насосов весьма затруднено.

Попытка получения высоких значений скорости откачки у механических насосов с масляным уплотнением связана с необходимостью увеличения габаритов или числа оборотов плохо уравновешенных трущихся деталей. Напомним, что наиболее крупные механические насосы с масляным уплотнением имеют скорость откачки ниже 1000 л/сек (чаще всего до 200 л/сек).

Попытки же получить высокие значения скорости откачки при давлении ~ 1 мм рт. ст. с помощью пароструй-

ных насосов приводят к значительным тепловым нагрузкам на рабочую жидкость и мощность, потребляемая таким насосом, весьма велика.

Поставленную задачу в значительной мере разрешили появившиеся в последнее время двухроторные вакуумные насосы, работающие по принципу воздуходувки Рутса.

Воздуходувки Рутса, широко применяемые для подачи воздуха при высоких давлениях, состоят из двух фигурных

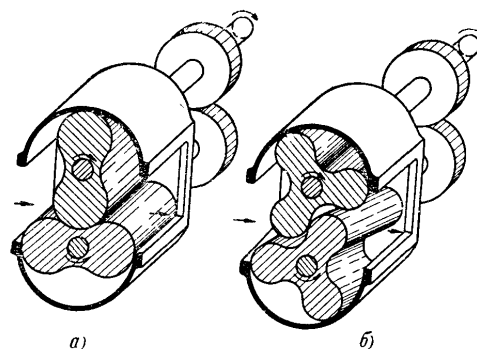


Рис. 6-1. Схемы воздуходувок типа Рутса.
а — с двухлопастными роторами; б — с трехлопастными винтовыми роторами.

роторов (рис. 6-1), синхронно вращающихся в корпусе навстречу друг другу. Роторы приводятся во вращение через шестеренную передачу, связывающую их валы и находящуюся вне рабочей камеры. Во время работы роторы не касаются один другого благодаря специальной профилировке и регулировке зазоров при сборке. Применяются двухлопастные и трехлопастные роторы; четырехлопастные роторы применяются крайне редко. Трехлопастные роторы могут быть изготовлены (и чаще всего изготавливаются) винтовыми для уменьшения шума, возникающего от пульсации в давлении воздуха на выходе (при работе на высоких давлениях). Основными достоинствами воздуходувок Рутса (и двухроторных насосов, работающих по этому принципу) являются отсутствие трения в роторном механизме, простота устройства и хорошая балансировка роторов, благодаря чему могут быть достигнуты большие про-

изводительности при малых габаритах за счет высокого числа оборотов.

На рис. 6-2 показан ряд последовательных положений роторов при работе. Объем полости на стороне всасывания (заштриховано на рис. 6-2) периодически увеличивается от некоторого наименьшего (рис. 6-2,а) до наибольшего значения и затем снова уменьшается до наименьшего значения в момент отсоединения от полости на стороне вса-

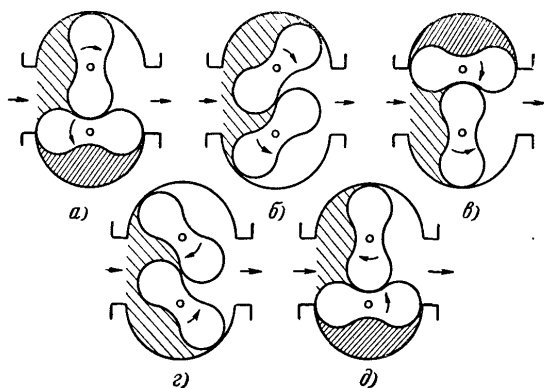


Рис. 6-2. Последовательные положения роторов при работе.

сывания объема газа, заключенного между впадиной одного из роторов и стенкой камеры (рис. 6-2,в — между впадиной верхнего ротора и стенкой камеры, рис. 6-2,а — между впадиной нижнего ротора и стенкой камеры). Отсоединенный от стороны всасывания объем газа при дальнейшем повороте роторов переводится на сторону выхлопа (рис. 6-2,г).

Таким образом, геометрическая быстрота откачки двухроторного насоса определяется объемом, удаляемым впадинами обоих роторов в единицу времени. Фактическая быстрота откачки будет меньше геометрической за счет обратного перетекания газа с выхода на вход через зазоры в роторном механизме. Двухроторные насосы работают с предварительным разрежением (обычно от механических насосов с масляным уплотнением); при этом равновесие между откачиваемым и обратным (через зазоры) потоками

газов достигается при давлении на входе первого насоса, примерно в 10—100 раз меньшем, чем остаточное давление насоса предварительного разрежения. При работе с выхлопом непосредственно в атмосферу равновесие наступило бы уж при давлении в несколько десятков миллиметров ртутного столба.

6-2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ ДВУХРОТОРНЫХ НАСОСОВ

Подробный расчет характеристик воздуходувок Рутса, работающих в качестве нагнетателей атмосферного воздуха приведен в работе А. М. Каца [Л. 14]. Мы воспользуемся этим расчетом с учетом изменения режима течения газа в зазорах роторного механизма.

Геометрическая (без учета потерь) быстрота откачки двухроторного насоса может быть определена по формуле

$$S_{\Gamma} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\pi D^2}{4} L \frac{n}{60} \lambda_{\text{пр}} [\text{л/сек}], \quad (6-1)$$

где D — диаметр ротора, см;

L — длина ротора, см;

n — число оборотов ротора в минуту;

$\lambda_{\text{пр}}$ — коэффициент использования профиля ротора, представляющий собой отношение площади впадин Δ к площади круга $\frac{\pi D^2}{4}$, описанного вокруг ротора,

т. е.

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{\Delta}{\frac{\pi D^2}{4}}. \quad (6-2)$$

У применяющихся роторов

$$\lambda_{\text{пр}} = 0,53 - 0,59 \text{ — для двухлопастных,}$$

и

$$\lambda_{\text{пр}} = 0,49 - 0,527 \text{ — для трехлопастных,}$$

т. е. для расчетов как в случае двухлопастных, так и в случае трехлопастных роторов можно приближенно принимать $\lambda_{\text{пр}} = 0,5$ и

$$S_{\Gamma} \approx 1 \cdot 10^{-3} \frac{\pi D^2}{4} L \frac{n}{60} [\text{л/сек}]. \quad (6-3)$$

На рис. 6-3 приведены построенные по формуле (6-3) значения геометрической быстроты откачки в зависимости от размеров роторов при $L=D$ для разных чисел оборотов.

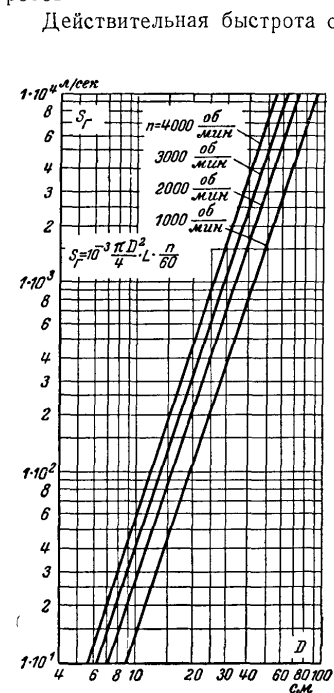


Рис. 6-3. Геометрическая быстрота откачки двухроторных насосов в зависимости от диаметра D ротора при $L=D$ для разных чисел оборотов.

$S_{обр}$ — объем газа, передаваемый в единицу времени с выхода на вход через вредные пространства;
 $p_{вых}$ — давление на выходе двухроторного насоса, являющееся входным давлением для насоса предварительного разрежения, получаем следующие

соотношения для производительности и быстроты откачки двухроторных насосов:

$$Q'_н = S p_в = S_Г p_в - U_з (p_{вых} - p_в) - S_{обр} p_{вых}; \quad (6-6)$$

$$S = \frac{Q'_н}{p_в} = S_Г - U_з \left(\frac{p_{вых}}{p_в} - 1 \right) - S_{обр} \frac{p_{вых}}{p_в}. \quad (6-7)$$

Очевидно, что при откачке справедливо равенство

$$Q'_н = S p_в = S_{пр} p_{вых}, \quad [\text{см. (2-1)}]$$

где $S_{пр}$ — быстрота откачки насоса предварительного разрежения, откуда следует:

$$\frac{S}{S_{пр}} = \frac{p_{вых}}{p_в}. \quad (6-8)$$

Пренебрегая для простоты вычислений влиянием вредных пространств, т. е. полагая $S_{обр} = 0$, можно получить простые формулы для определения быстроты откачки двухроторного насоса.

Поскольку величина зазоров в механизме насоса составляет десятые доли миллиметра, а давление $p_{вых}$ может изменяться от нескольких микронов до десятков миллиметров ртутного столба, нетрудно подсчитать, что режим течения газа в зазорах может изменяться от молекулярного до вязкостного. Если предположить, что щели в механизме насоса представляют собой бесконечно тонкие диафрагмы, суммарная площадь F которых может быть подсчитана по формуле [Л. 14]

$$F = L(\delta_{р,р} + 2\delta_{р,к}) + (D + 2a)(\delta_{т1} + \delta_{т2}) \text{ [см}^2\text{]}, \quad (6-9)$$

где a — межцентровое расстояние;
 $\delta_{р,р}$ — зазор между роторами;
 $\delta_{р,к}$ — радиальный зазор между роторами и корпусом;
 $\delta_{т1}$ и $\delta_{т2}$ — торцовые зазоры между роторами и крышками камеры (все размеры — в сантиметрах), то при молекулярном режиме течения воздуха при 20°C величину обратного потока $Q'_{обр}$ можно подсчитать по формуле

$$Q'_{обр} = 11,6F(p_{вых} - p_в) \text{ [л} \cdot \text{мм рт. ст. / сек]}. \quad (6-10)$$

$$S p_в = S_Г p_в - Q'_{обр}, \quad [\text{см (4-3)}]$$

откуда

$$S = S_Г - \frac{Q'_{обр}}{p_в}. \quad (6-4)$$

Поскольку

$$Q'_{обр} = U_з (p_{вых} - p_в) + S_{обр} p_{вых}, \quad (6-5)$$

где $U_з$ — пропускная способность зазоров в роторном механизме;

Полагая $\frac{S}{S_{\text{пр}}} = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{в}}} \approx 10$ (что имеет место в действительности), величину обратного потока при вязкостном режиме течения можно подсчитать по формуле (см. гл. 2)

$$Q'_{\text{обр}} = 20F p_{\text{вых}} [\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}]. \quad (6-11)$$

Преобразуя (6-4) с учетом (6-8) — (6-11), получаем для воздуха при 20°C и молекулярном течении в зазорах:

$$S = \frac{S_{\Gamma} + 11,6F}{1 + \frac{11,6F}{S_{\text{пр}}}} [\text{л/сек}]; \quad (6-12)$$

при вязкостном течении в зазорах

$$S = \frac{S_{\Gamma}}{1 + \frac{20F}{S_{\text{пр}}}} [\text{л/сек}]. \quad (6-13)$$

Опыты показывают, что фактически получаемая быстрота откачки двухроторного насоса несколько превосходит полученную при расчетах по формуле (6-12). Это объясняется тем, что протяженность щелей в механизме насоса в направлении течения газа не была принята во внимание при расчете их пропускной способности. Практика показывает, что при использовании предварительного разрежения от насосов с масляным уплотнением быстрота откачки двухроторного насоса в диапазоне входных давлений $1,0 - 10^{-2}$ мм рт. ст. может быть довольно точно определена, если в формулу (6-12) вместо $11,6F$ ввести $11,6K_{\text{щ}}F$, т. е. учесть протяженность щели с помощью множителя, аналогичного множителю Клаузинга (см. гл. 2), причем здесь $K_{\text{щ}} \approx 0,2$:

$$S_{1-0,01} \approx \frac{S_{\Gamma}}{1 + \frac{11,6K_{\text{щ}}F}{S_{\text{пр}}}} [\text{л/сек}] \quad (6-12')$$

(здесь учтено, что $11,6F \ll S_{\Gamma}$).

Большой интерес представляет коэффициент подачи

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{S}{S_{\Gamma}} [\text{см. (4-9)}].$$

Если обозначить через $U_{\text{з}}$ пропускную способность зазоров и предположить, что $11,6F \ll S_{\Gamma}$, то как для случая молекулярного, так и для случая вязкостного режима течения газа через щели насоса

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{S}{S_{\Gamma}} = \frac{1}{1 + \frac{U_{\text{з}}}{S_{\text{пр}}}}. \quad (6-14)$$

Из проделанных приближенных вычислений нетрудно видеть, что быстрота откачки и коэффициент подачи двухроторных насосов зависят от быстроты откачки насоса предварительного разрежения.

Исследования показывают, что наиболее выгодное экономическое отношение быстроты откачки двухроторного насоса к скорости откачки насоса предварительного разрежения с масляным уплотнением составляет приблизительно 10:1.

Существующие двухроторные насосы в диапазоне давлений $1,0 - 10^{-2}$ мм рт. ст. имеют быстроту откачки $\sim 50 - 5500$ л/сек, причем величина коэффициента подачи у лучших насосов достигает $\lambda_{\text{н}} = 0,8 - 0,9$.

При достижении остаточного давления $Q' = 0$, $p_{\text{вых}} = p_{\text{ост.пр}}$ и из (6-4) с учетом (6-10) следует:

$$p_{\text{ост}} = \frac{11,6F}{S_{\Gamma} + 11,6F} p_{\text{ост.пр}}. \quad (6-15)$$

Поскольку здесь, так же как в (6-12), протяженность щелей в направлении течения газа не принята во внимание, при расчете по формуле (6-15) значение $p_{\text{ост}}$ получается несколько более высоким, чем в опытах.

Исследования двухроторных насосов [Л. 15 и 16] показывают, что при выходных давлениях ниже 10^{-1} мм рт. ст. следует считаться с передачей газа с выхода на вход через вредные пространства в роторном механизме.

При использовании предварительного разрежения от насосов с масляным уплотнением полное остаточное давление одноступенных двухроторных насосов составляет $5 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст., двухступенных — ниже 1×10^{-5} мм рт. ст. Парциальное давление остаточных газов лежит примерно на порядок ниже, т. е. составляет у одноступенных $5 \cdot 10^{-4} - 5 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст., у двухступенных — $1 \cdot 10^{-6} - 5 \cdot 10^{-6}$ мм рт. ст.

Удобный способ построения кривой быстроты откачки двухроторного насоса по кривой быстроты откачки насоса предварительного разрежения предложили Армбрасгер и Лоренц [Л. 16]. При этом должны быть известны геометрическая быстрота откачки S_{Γ} и экспериментальная зависимость остаточного давления $p_{ост}$ от выходного давления $p_{вых}$ двухроторного насоса. Последняя зависимость опре-

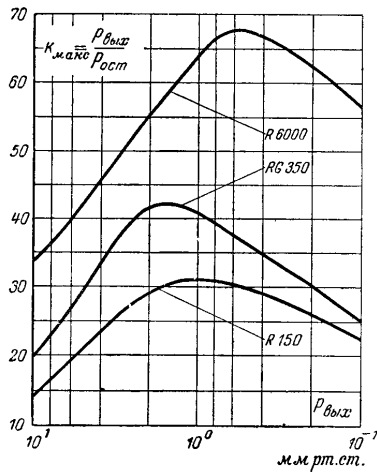


Рис. 6-4. Зависимости $\frac{p_{вых}}{p_{ост}}$ от выходного давления $p_{вых}$ двухроторных насосов (цифры у кривых соответствуют быстройте откачки насосов, m^3/h).

деляется при заглушенном входном патрубке; она представлена графически на рис. 6-4 для трех насосов в виде отношения $\frac{p_{вых}}{p_{ост}}$ в зависимости от $p_{вых}$.

При отсутствии потока газа ($S=0$), когда двухроторный насос достигает остаточного давления $p_{ост}$, отношение $\frac{p_{вых}}{p_{ост}}$, называемое наибольшей степенью сжатия, может

быть определено из соотношения (6-6) в виде

$$K_{\max} = \frac{p_{вых}}{p_{ост}} = \frac{S_{\Gamma} + U_3}{S_{обр} + U_3}. \quad (6-16)$$

Назовем отношение выходного давления к входному эффективной степенью сжатия

$$K_э = \frac{p_{вых}}{p_в} = \frac{S}{S_{пр}} \quad [\text{см. (6-8)}].$$

Из (6-6) и (6-8) можно записать:

$$S p_в = S_{пр} p_{вых} = S_{\Gamma} p_в - U_3 (p_{вых} - p_в) - S_{обр} p_{вых},$$

а из последнего равенства нетрудно получить

$$\frac{1}{K_э} = \frac{p_в}{p_{вых}} = \frac{S_{пр}}{S_{\Gamma} + U_3} + \frac{U_3 + S_{обр}}{S_{\Gamma} + U_3}. \quad (6-17)$$

Назовем отношение геометрической быстроты откачки двухроторного насоса к быстройте откачки насоса предварительного разрежения теоретической степенью сжатия

$$K_{теор} = \frac{S_{\Gamma}}{S_{пр}}. \quad (6-18)$$

Отмечая, что $U_3 \ll S_{\Gamma}$, из (6-16) — (6-18) нетрудно получить:

$$\frac{1}{K_э} = \frac{1}{K_{теор}} + \frac{1}{K_{\max}}, \quad (6-19)$$

или после преобразований

$$\frac{K_э}{K_{теор}} = \frac{\frac{K_{\max}}{K_{теор}}}{1 + \frac{K_{\max}}{K_{теор}}}. \quad (6-20)$$

Поскольку из (6-8) и (6-18) следует, что

$$\frac{K_p}{K_{\text{теор}}} = \frac{S}{S_{\Gamma}} = \lambda_n \quad [\text{см. (6-14)}],$$

где λ_n — коэффициент подачи насоса, получаем окончательно:

$$\lambda_n = \frac{S}{S_{\Gamma}} = \frac{\frac{K_{\text{макс}}}{K_{\text{теор}}}}{1 + \frac{K_{\text{макс}}}{K_{\text{теор}}}}. \quad (6-21)$$

На рис. 6-5 построена графическая зависимость коэффициента подачи λ_n двухроторного насоса от отношения $\frac{K_{\text{макс}}}{K_{\text{теор}}}$ [Л.16].

Построение кривой быстроты откачки двухроторного насоса по кривой быстроты откачки насоса предваритель-

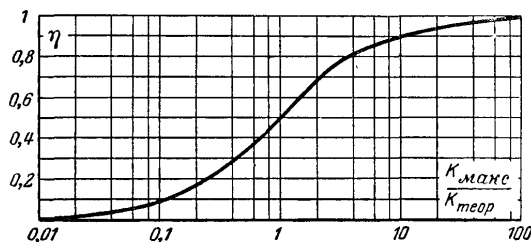


Рис. 6-5. Коэффициент подачи двухроторных насосов в зависимости от отношения $\frac{K_{\text{макс}}}{K_{\text{теор}}}$.

ного разрежения производится по точкам следующим образом. Для выбранного значения $p_{\text{вых}}$ определяется по кривой быстрота откачки $S_{\text{пр}}$ насоса предварительного разрежения и подсчитывается $K_{\text{теор}} = \frac{S_{\Gamma}}{S_{\text{пр}}}$.

По графику, аналогичному приведенному на рис. 6-4, определяется наибольшая степень сжатия $K_{\text{макс}}$ двухроторного насоса при данном давлении $p_{\text{вых}}$. Затем по фор-

муле (6-21) или графику на рис. 6-5 определяются коэффициент подачи λ_n и быстрота откачки $S = \lambda_n S_{\Gamma}$ двухроторного насоса. Соответствующее входное давление p_v определяется из соотношения (6-8) в виде

$$p_v = \frac{S_{\text{пр}}}{S} p_{\text{вых}}. \quad (6-22)$$

При соединении полости между ротором и стенкой камеры со стороны выхлопа (см. рис. 6-2, з) происходит более или менее резкое повышение давления газа в этой полости, поскольку в нее устремляется газ со стороны выхлопа. Полагая, что давление в полости мгновенно повышается до выходного, можно получить выражение для индикаторной мощности двухроторного насоса в виде

$$W_i = 0,133 S_{\Gamma} (p_{\text{вых}} - p_v) [\text{вт}]. \quad (6-23)$$

Здесь S_{Γ} — в л/сек; $p_{\text{вых}}$ и p_v — в мм рт. ст. В формулу (6-13) входит геометрическая S_{Γ} (а не фактическая S) быстрота откачки, поскольку наличие утечек ($Q'_{\text{обр}}$) не ведет к уменьшению величины потребляемой мощности, так как на откачку газа, протекающего впоследствии через зазоры, также расходуется мощность.

Нетрудно видеть, что величина индикаторной мощности насоса значительно выше, чем она была бы при адиабатическом сжатии такого же объема (S_{Γ} л/сек) газа от давления p_v до давления $p_{\text{вых}}$ [см. выражение (4-28)], т. е. адиабатический к. п. д. двухроторного насоса весьма велик. Однако этот недостаток несущественен, поскольку при работе в области малых давлений индикаторная мощность двухроторного насоса очень мала, а потери мощности в приводе, подшипниках, шестернях связи и т. п. также довольно невелики.

Из формулы (6-23) видно, что при увеличении входного давления наблюдается рост потребляемой мощности, особенно заметный при $p_v > 3-5$ мм рт. ст. ($p_{\text{вых}} = \frac{S}{S_{\text{пр}}} p_v$).

Кроме того, быстрота откачки двухроторного насоса при высоких входных давлениях снижается, так как при переходе к вязкостному режиму течения пропускная способность зазоров возрастает. Поэтому двухроторные насосы используются обычно лишь при низких давлениях и могут иметь сравнительно маломощные двигатели.

На рис. 6-6 [Л.17] показаны зависимости мощности, потребляемой различными типами насосов на единицу быстроты откачки ($м^3/ч$), от входного давления. Из этих зависимостей видно, что в области давлений $\sim 5 - 10^{-2}$ мм рт. ст. двухроторные насосы являются наиболее экономичными, причем в области давлений $1,0 - 10^{-2}$ мм рт. ст. потребление мощности собственно

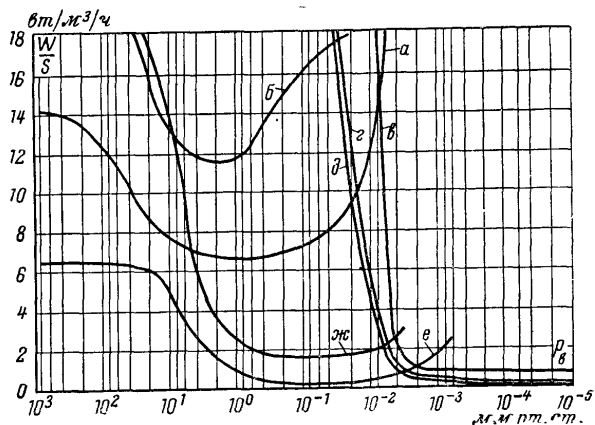


Рис. 6-6. Зависимости мощности, потребляемой на единицу быстроты откачки, от входного давления для разных типов насосов.

а — газобалластный насос с быстротой откачки $S=180 м^3/ч$ (50 л/сек); б — газобалластный насос, $S=720 м^3/ч$ (200 л/сек); в — высоковакуумный пароструйный насос, $S=25 л/сек$; г — высоковакуумный пароструйный насос, $S=210 л/сек$; д — высоковакуумный пароструйный насос, $S=4200 л/сек$; е — двухроторный насос, $S=5000 м^3/ч$ (1400 л/сек); ж — двухроторный насос, $S=5000 м^3/ч$ (1400 л/сек), с газобалластным насосом, $S=720 м^3/ч$ (200 л/сек) в качестве насоса предварительного разрежения.

двухроторным насосом с быстротой откачки 1400 л/сек (кривая е на рис. 6-6) не превосходит 3 Вт/л/сек (отметим, что $1 Вт/м^3/ч = 3,6 Вт/л/сек$). У существующих двухроторных насосов отношение мощности двигателя к быстроте откачки составляет:

$$\frac{W}{S} = 5 - 25 \text{ Вт/л/сек у малых насосов;}$$

$$\frac{W}{S} = 1,5 - 5 \text{ Вт/л/сек у крупных насосов.}$$

Мощность двигателя определяется в основном наибольшим входным давлением, при котором должен работать насос.

Отметим, что двухроторные насосы могут использоваться в качестве насосов предварительного разрежения для пароструйных насосов, поскольку выпускное давление последних лежит в области рабочих давлений ($1,0 - 10^{-2}$ мм рт. ст.) двухроторных насосов.

Устройство двухроторных насосов схематически показано на рис. 6-7 и 6-8. У насоса, показанного на рис. 6-7,

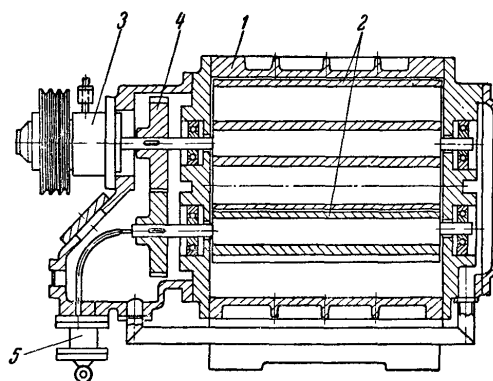


Рис. 6-7. Схема устройства двухроторного насоса. 1 — корпус; 2 — роторы; 3 — привод; 4 — шестерни связи; 5 — маслонасос.

передача вращения роторам осуществляется через привод с трущимися в масляной ванне шайбами или другого устройства. Смазка шестерен связи и подшипников осуществляется небольшим масляным насосом. Полость шестеренной камеры и полость под торцевой крышкой с другой стороны насоса, соединяющиеся с рабочей камерой через зазоры в отверстиях для осей роторов в торцевых крышках рабочей камеры, подсоединены для откачки с помощью небольшого трубопровода к выхлопу двухроторного насоса (на рис. 6-7 не показан).

Фирма Heгаeus (ФРГ) выпускает двухроторные насосы у которых рабочая камера со всех сторон окружена герметичной коробкой, соединенной с выходом рабочей камеры (рис. 6-8), а ротор двигателя установлен непосредственно

на валу ротора насоса. Поскольку двигатель находится в вакууме, питающее напряжение во избежание пробоя понижается до 42 в с помощью трансформатора.

Внешний вид отечественного двухроторного насоса ДВН-500 показан на рис. 6-9.

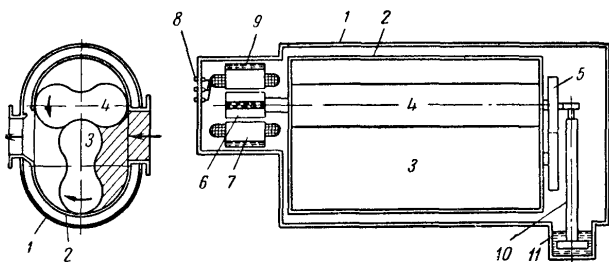


Рис. 6-8. Схема устройства двухроторного насоса.

1 — герметичная коробка; 2 — камера насоса; 3 и 4 — роторы; 5 — шестерни связи; 6 — ротор двигателя; 7 — обмотка двигателя; 8 — клеммы двигателя; 9 — водяное охлаждение двигателя; 10 — маслонасос; 11 — масло

Характерные зависимости быстроты откачки двухроторных насосов от давления показаны на рис. 6-10 (по воздуху). В качестве характеристики двухроторного насоса

указывается обычно значение быстроты откачки, гарантируемое во всем диапазоне давлений $1,0-10^{-2}$ мм рт. ст. Если в качестве насоса предварительного разрежения используется одноступенный газобалластный насос, наблюдается уменьшение быстроты откачки в области низких давлений при работе с напуском балластного газа, так как давление на выходе двухроторного насоса в этом случае увеличивается.

Для охлаждения масла в приводе или двигателя, работающего в вакууме, у крупных насосов имеется обычно водяное охлаждение.

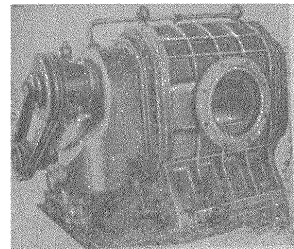


Рис. 6-9. Двухроторный насос ДВН-500.

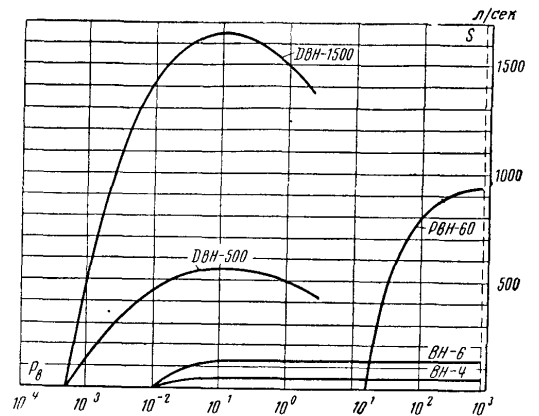


Рис. 6-10. Зависимости быстроты откачки отечественных двухроторных насосов от давления.

На рис. 6-11 показан двухступенный двухроторный насос с быстротой откачки ~ 42 л/сек (VP-R152, фирма Heraeus). Привод каждой ступени осуществлен от отдельного двигателя. Использование такой конструкции (конечно, с механическим насосом на выходе) позволяет получить постоянную быстроту откачки в диапазоне давлений $10-10^{-3}$ мм рт. ст., как это видно из рис. 6-12. Остаточное давление такого насоса составляет $\sim 1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст. На рис. 6-11 приведена также кривая быстроты откачки одноступенного насоса (VP-R150) с такими же размерами и числом оборотов роторов.

В другом случае применение двух последовательно соединенных двухроторных насосов (FG 20 000 с быстротой откачки ~ 5600 л/сек и FG 5000 с быстротой откачки ~ 1400 л/сек с механическим

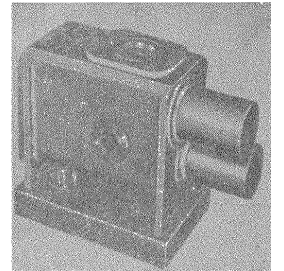


Рис. 6-11. Двухступенный двухроторный насос с быстротой откачки 42 л/сек (VP-R152, фирма Heraeus, ФРГ).

насосом S 600 с быстротой откачки ~ 160 л/сек, фирма Leybold) обусловлено отсутствием механического насоса с подходящей быстротой откачки.

Зависимости быстроты откачки насосов FG 20 000 и FG 5 000 от давления показаны на рис. 6-13.

При эксплуатации двухроторных насосов необходимо учитывать, что при входных давлениях выше 1 мм рт. ст.

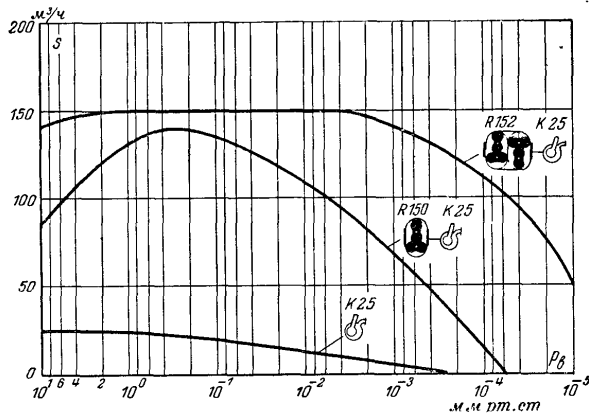


Рис. 6-12. Быстрота откачки двухступенного (VP-R152) и одноступенного (VP-R150) двухроторных насосов с одинаковыми размерами и числом оборотов роторов в зависимости от давления.

перепад давлений ($p_{\text{вых}} - p_{\text{в}}$) между выходом и входом достигает больших значений (15—20 мм рт. ст. и выше) и индикаторная мощность насоса [см. (6-23)] сильно возрастает, вследствие чего возрастают температуры газа на выходе и деталей насоса, в особенности температура роторов. Длительная работа при больших перепадах давлений может повести к заклиниванию насоса вследствие теплового расширения деталей, если не приняты меры по охлаждению их и в первую очередь по охлаждению роторов.

Применяются два способа охлаждения насосов [Л. 17 и 18]. На рис. 6-14 показана схема установки охлаждаемого водой пластинчатого холодильника, помещенного в выпускном патрубке.

190

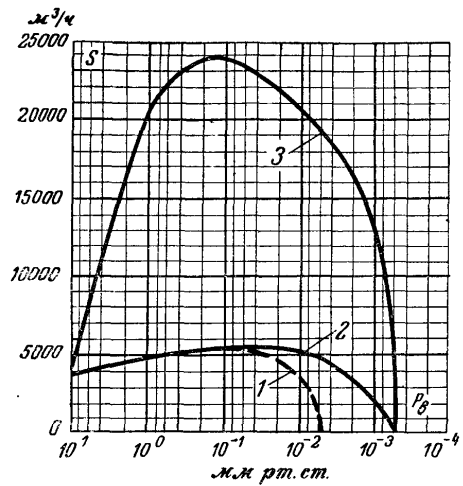


Рис. 6-13. Зависимости быстроты откачки двухроторных насосов FG 5000 и FG 20000 от давления.

1 — FG 5000 с газобалластом; 2 — FG 5000 без газобалласта; FG 5000К с газобалластом; 3 — FG 20000 с газобалластом; (у насоса FG 5000) для предварительного разрежения используется одноступенный газобалластный насос, у насоса FG 5000К — двухступенный).

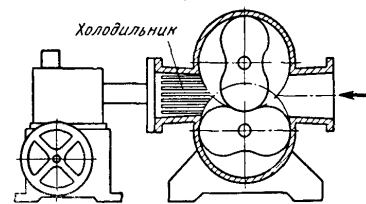


Рис. 6-14. Схема установки пластинчатого холодильника в выпускном патрубке двухроторного насоса.

роторов (в осевом направлении). Если холодильник отсутствует, то перетекающий через зазоры со стороны выхлопа нагретый газ нагревает роторы, при наличии же холодильника роторы охлаждаются перетекающим газом. Пластинчатый холодильник позволяет вести работу при перепаде давлений до 85 мм рт. ст., в то время как без холодильника наибольший допустимый перепад давлений составлял ~20 мм рт. ст. Применение холодильника позволяет отвести до 80% тепла, соответствующего работе сжатия.

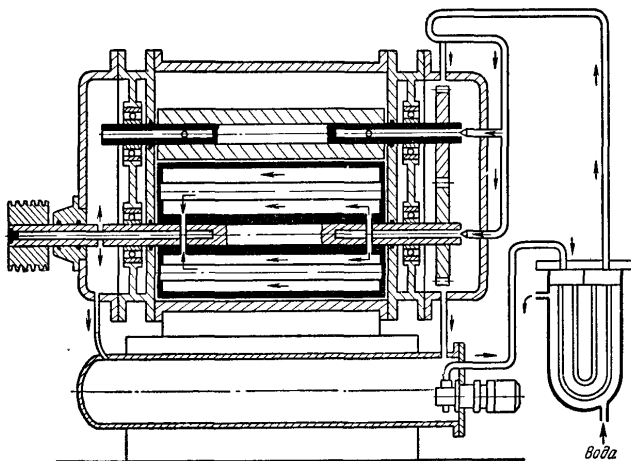


Рис. 6-15. Схема двухроторного насоса с масляным охлаждением роторов.

Более надежным является охлаждение роторов протекающим через них маслом, как это показано на рис 6-15. Одновременно масло используется для смазки подшипников и шестерен. В замкнутой системе циркуляции смазки имеется холодильник для охлаждения масла проточной водой. В таком насосе роторы при работе бывают холоднее корпуса, причем по мере увеличения нагрузки разность температур между роторами и корпусом увеличивается, что ведет к увеличению зазоров и снижению быстроты откачки. Чтобы избежать этого, предусмотрено регулирование циркуляции масла в зависимости от нагрузки на насос. При

особенно больших нагрузках можно охлаждать также и корпус насоса с помощью рубашки, связанной с общей системой циркуляции масла. Тогда в насосе сохраняются первоначальные зазоры, быстрота откачки не изменяется и создается надежная защита от перегрева для всего насоса при любой нагрузке.

Если двухроторный насос не имеет надежной системы охлаждения, то или он должен включаться не ранее, чем с помощью насоса предварительного разрежения будет достигнуто некоторое малое начальное давление (обычно около 10 мм рт. ст. при условии быстрого понижения этого давления при включении двухроторного насоса), или же должны иметься устройства, ограничивающие перепад давлений между выходом и входом насоса в процессе его работы. В первом случае двигатель насоса может включаться и выключаться автоматически от датчика давления, установленного на входе насоса. Обводной коммуникации для предварительной откачки объема обычно не требуется, так как насос не оказывает значительного сопротивления потоку газа, поскольку его роторы начинают вращаться под действием разности давлений 1—2 мм рт. ст.

Ограничить перепад давлений между выходом и входом двухроторного насоса можно двумя способами:

а) установкой обводной коммуникации между выходом и входом с самодействующим клапаном в ней;

б) автоматической регулировкой числа оборотов двигателя насоса с целью изменения быстроты откачки (при высоких давлениях быстрота откачки должна быть уменьшена).

Второй способ, требующий применения двигателя постоянного тока, более сложен и используется только для наиболее крупных двухроторных насосов.

На рис. 6-16 [Л. 17] показано, какие значения быстроты откачки в зависимости от давления могут быть достигнуты одним и тем же двухроторным насосом в трех случаях:

а) насос работает без охлаждения, наибольшая разность давлений составляет 15 мм рт. ст. (кривая а);

б) насос работает с охлаждением, наибольшая разность давлений составляет 80 мм рт. ст. (кривая б);

в) насос работает с охлаждением без ограничения разности давлений (кривая в).

Из рис. 6-16 видно, что насос с охлаждением дает значительный выигрыш в быстроте откачки при высоких давлении.

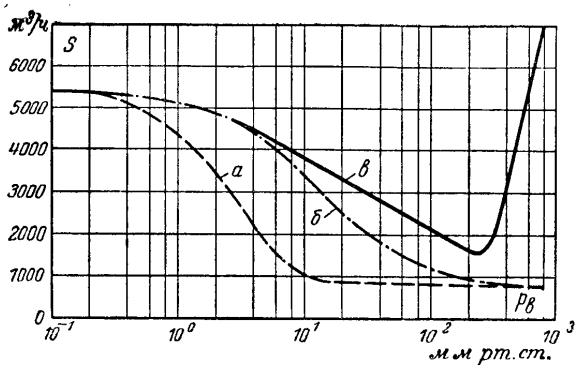


Рис. 6-16. Зависимости быстроты откачки двухроторного насоса от давления.

a — насос работает без охлаждения, наибольшая разность давлений составляет 15 мм рт. ст.; *b* — насос работает с охлаждением, наибольшая разность давлений составляет 80 мм рт. ст.; *в* — насос работает с охлаждением без ограничения разности давлений.

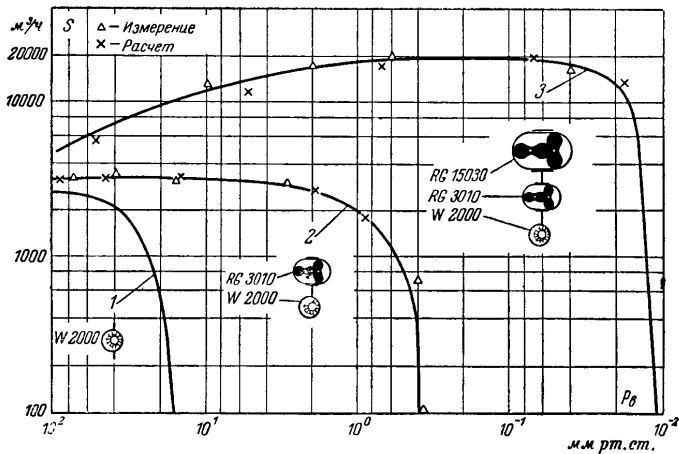


Рис. 6-17. Быстрота откачки одно- и двухступенного двухроторных насосов при использовании предварительного разрежения от водокольцевого насоса.

лениях. Следует, однако, иметь в виду, что использовать двухроторные насосы для длительной работы при высоких давлениях экономически невыгодно.

Армбрасстер и Лоренц [Л. 19] описывают применение одно- и двухступенных двухроторных насосов при использовании предварительного разрежения от водокольцевых (остаточное давление 15 мм рт. ст.) насосов. Из рис. 6-17 видно, что при этом одноступенные двухроторные насосы имеют остаточное давление ниже 1 мм рт. ст., двухступенные — около 10^{-2} мм рт. ст., причем высокая быстрота откачки у двухступенных двухроторных насосов сохраняется в области давлений 10^{-1} — 10^{-2} мм рт. ст.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

МОЛЕКУЛЯРНЫЕ И ПАРОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ. ОХЛАЖДАЕМЫЕ ЛОВУШКИ

7-1. МОЛЕКУЛЯРНЫЕ НАСОСЫ

Как уже упоминалось, процесс откачки в молекулярных насосах осуществляется путем увлечения газа движущимися твердыми поверхностями. Схема действия молекулярного насоса приведена на рис. 7-1.

В корпусе 1 вращается с окружной скоростью, сравнимой с тепловыми скоростями молекул, в направлении, указанном стрелкой, цилиндр 2. Молекулы газа, находящиеся в пазе 3 между корпусом и цилиндром, при соударении с вращающимся цилиндром получают дополнительный импульс количества движения в направлении вращения цилиндра и перемещаются от впускного отверстия 4 к выпускному 5. Между выпускным и впускным отверстиями (по направлению вращения) паз уменьшен до весьма малого зазора h , что препятствует проникновению газа со стороны выпуска на сторону впуска.

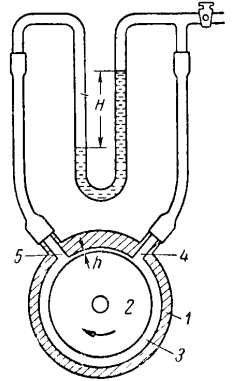


Рис. 7-1. Схема действия молекулярного насоса.

Мы приведем здесь лишь качественное рассмотрение [Л. 9] основных характеристик молекулярных насосов. Представим формулу (2-61) для пропускной способности длинных цилиндрических труб в широком диапазоне давлений в виде

$$U = \frac{c_1}{\eta} \cdot \frac{a^4}{l} \bar{p} + c_2 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}},$$

где c_1 и c_2 — некоторые постоянные.

Нетрудно видеть, что объем V газа, увлекаемый в единицу времени трением о вращающийся барабан и уравновешиваемый при достижении остаточного давления газом, протекающим через лаз в обратную сторону, может быть для паза круглого поперечного сечения представлен в виде

$$V = \frac{p_{\text{вып}} - p_{\text{в}}}{\bar{p}} \cdot \frac{a^3}{l} \left(\frac{c_1 a}{\eta} \bar{p} + c_2 \sqrt{\frac{T}{M}} \right), \quad (7-1)$$

где $p_{\text{вып}}$ и $p_{\text{в}}$ — давления на выпуске и впуске;

$$\bar{p} = \frac{p_{\text{вып}} + p_{\text{в}}}{2} \text{ — среднее давление.}$$

При высоких давлениях имеет место вязкостный режим течения, когда для трения о барабан и противотока определяющим является внутреннее трение в газе

$$\frac{c_1}{\eta} a \bar{p} \gg c_2 \sqrt{\frac{T}{M}}, \quad (2-61)$$

и из (7-1) видно, что при постоянном числе оборотов разность $(p_{\text{вып}} - p_{\text{в}})$ у молекулярного насоса постоянна и не зависит от давления.

Иначе обстоит дело в основной области действия молекулярных насосов, т. е. при низких давлениях, когда в пазах насоса имеет место молекулярный режим течения и определяющим как для трения о барабан, так и для противотока является внешнее трение газа. При этом в формуле (7-1), как известно, $\frac{c_1}{\eta} a \bar{p} \ll c_2 \sqrt{\frac{T}{M}}$. Кроме того, молекулы газа, находящиеся в пазах с площадью поперечного сечения F между неподвижной стенкой и барабаном, движущимся со скоростью u , имеют среднюю переносную скорость $\frac{u}{2}$ и

$$V = F \frac{u}{2} = \frac{p_{\text{вып}} - p_{\text{в}}}{\bar{p}} c_2 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}}. \quad (7-2)$$

Отсюда следует, что в области действия молекулярных насосов (при $p_{\text{вып}} \gg p_{\text{в}}$ и $\bar{p} \approx p_{\text{вып}}$)

$$F \frac{u}{2} = \left(1 - \frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{вып}}} \right) c_2 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}}$$

и

$$\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{вып}}} = 1 - F \frac{u}{2} \cdot \frac{l}{a^3} \cdot \frac{1}{c_2} \sqrt{\frac{M}{T}}, \quad (7-3)$$

т. е. при постоянном числе оборотов ($u = \text{const}$) отношение $\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{вып}}}$ остается постоянным и становится тем меньшим, чем больше число оборотов (табл. 7-1) и $\sqrt{\frac{M}{T}}$.

Быстрота откачки молекулярного насоса равна разности между объемом увлекаемого в единицу времени газа и противотоком

$$S = F \frac{u}{2} - \left(1 - \frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{вып}}} \right) c_2 \frac{a^3}{l} \sqrt{\frac{T}{M}}. \quad (7-4)$$

Из (7-4) видно, что быстрота откачки молекулярного насоса растет с увеличением числа оборотов ротора (рис. 7-2) и молекулярного веса откачиваемого газа.

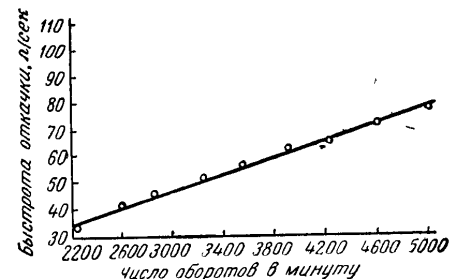


Рис. 7-2. Быстрота откачки молекулярного насоса в зависимости от числа оборотов.

При расчете быстроты откачки, помимо противотока в основном пазе, необходимо учитывать противоток через малую щель h (рис. 7-1) как вследствие разности давлений $p_{\text{вып}} - p_{\text{в}}$, так и вследствие вращения барабана.

На рис. 7-3 показана схема первого молекулярного насоса Геде. По окружности барабана 1, вращающегося в корпусе 2, имеются пазы 3, в которые входят выступы 4. Каждый паз действует как отдельный молекулярный насос, причем вход каждой последующей (от середины барабана к его краю) ступени соединяется с выходом предыдущей. Откачиваемый газ подается через впускной патрубок 5 на средние пазы и выходит через крайние пазы в полости 6, расположенные у подшипников 7 и соединенные с выпускным патрубком 8 насоса. Зазор между барабаном и статором составляет около 0,01 см, внешний радиус барабана 5 см, а глубина пазов изменяется от 0,6 см у внутренних до 0,15 см у крайних.

Быстрота откачки этого насоса в зависимости от входного давления показана на рис. 7-4, зависимость остаточного давления от числа оборотов ротора и давления на выпуске приведена в табл. 7-1. На рис. 7-5 показан характер влияния выпускного

давления на остаточное давление молекулярных насосов [Л. 13].

На рис. 7-6 показана схема молекулярного насоса Гольвека. В этом насосе гладкий цилиндрический барабан 1 вращается в корпусе 2, имеющем винтовые канавки 3 уменьшающейся глубины, расходящиеся от середины к краям, где расположены подшипники 4. Откачиваемый газ подается через впускной патрубок 5 к середине барабана и выходит у краев барабана

в полости 6, соединенные с выпускным патрубком 7. Ротор 8 двигателя расположен на валу барабана и отделен от статора 9 двигателя герметичным стаканом 10 из константана, т. е. у насоса имеется индукционный привод.

На рис. 7-7 показана схема молекулярного насоса Зигбана с большой быстротой откачки. В этом насосе круглый стальной диск 1 вращается в корпусе, состоящем из двух частей 3. На внутренней части корпуса имеются три спи-

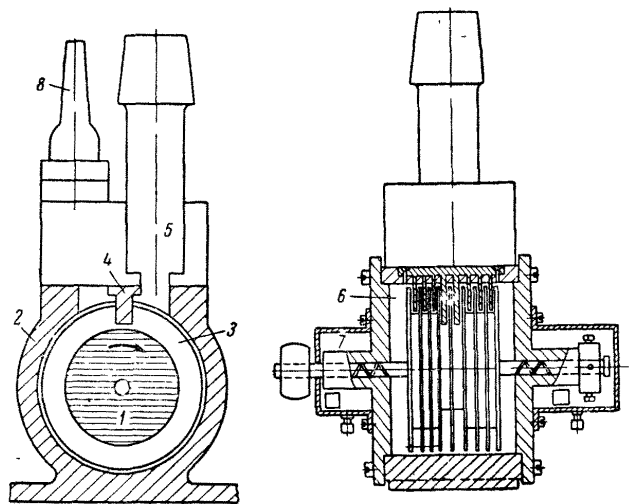


Рис 7-3. Схема молекулярного насоса Геде

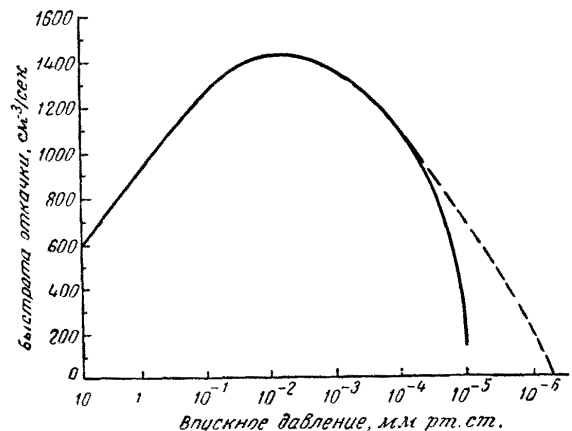


Рис. 7-4. Быстрота откачки молекулярного насоса Геде в зависимости от давления.

Сплошная кривая — измеренные значения, пунктирная — исправленные значения с учетом газысделения от смазки кранов.

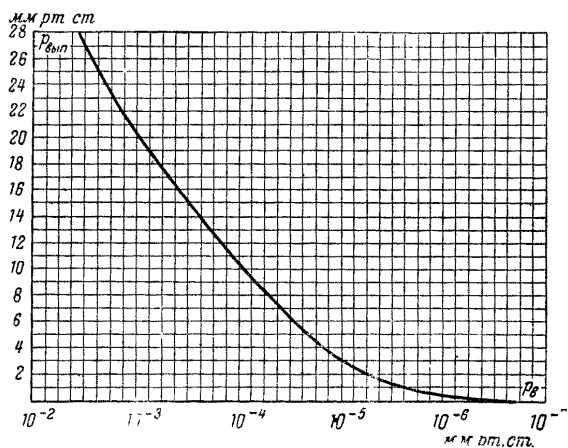


Рис. 7-5. Характер влияния выпускного давления на остаточное давление молекулярного насоса.

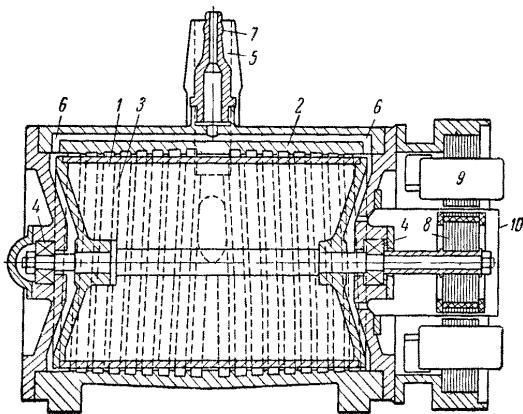


Рис. 7-6. Схема молекулярного насоса Гольвека.

ральных паза: I, II, III с переменной от 22 до 1 мм глубиной от периферии к центру. Ширина пазов составляет 22 мм. Глубокие («высоковакуумные») концы пазов соединяются с помощью металлических труб 4 и 9 с общим впускным патрубком 10. Выход газа осуществляется через отверстия 8 вблизи вала. Этот насос при 3700 об/мин имеет быстроту откачки 73 л/сек при давлении 10^{-3} мм рт. ст. Наименьшее полное остаточное давление составляет $6 \cdot 10^{-7}$ мм рт. ст. при давлении на выпуске $5 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст.

На рис. 7-8 показаны разрез и внешний вид молекулярного насоса Холланд-Мертена [Л. 13]. В корпусе 3, имеющем коническую форму, вращается конический ротор 1, на котором имеются пазы 2 переменной глубины. Коническое исполнение корпуса и ротора позволяет установить между ними очень малую величину зазора для уменьшения величины утечки газа со стороны выпуска на сторону впуска. Для отвода тепла, возникающего вследствие трения в механизме насоса и сжатия газа, предусмотрена охлаждающая камера 5, расположенная вокруг рабочей камеры насоса.

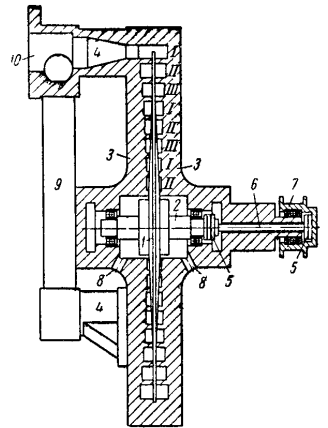


Рис. 7-7. Схема молекулярного насоса Зигбана.

Нижний конец вала 13 ротора, расположенный на стороне выпуска, проходит через нижнюю опору 7, масляную камеру 6 и уплотняющую набивку 10 в атмосферу. Верхний конец вала, расположенный на высоковакуумной стороне насоса и входящий в верхнюю опору, закрыт глухой крышкой 11 и не имеет выхода в атмосферу. Впуск газа осуществляется через впускной патрубок 14, выпуск газа — через патрубок 15. При среднем диаметре ротора 250 мм и 3000 об/мин быстрота откачки насоса составляет ~165 л/сек при давлении на впуске $5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. и выпускном давлении $5 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. Остаточное давление насоса лежит ниже 10^{-5} мм рт. ст. Существенным недо-

статком насоса является наличие опоры на высоковакуумной стороне.

Описанные молекулярные насосы требуют весьма аккуратной эксплуатации, так как вследствие наличия весьма малых зазоров (0,02—0,05 мм) между ротором и корпусом насос может быть выведен из строя из-за попадания в него мелких твердых частиц.

Беккер [Л. 20] описал молекулярный насос турбовидной конструкции, не нуждающийся в малых зазорах между дви-

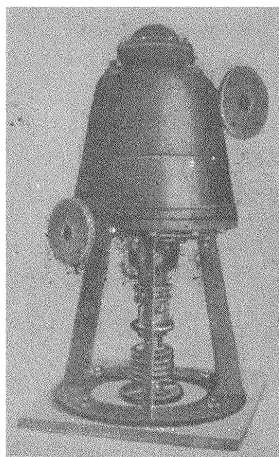
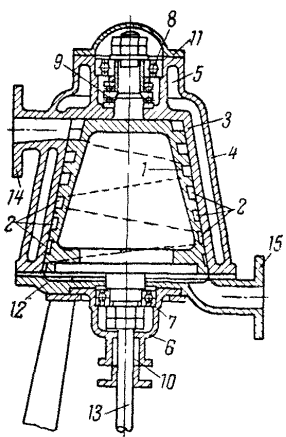


Рис. 7-8. Разрез и внешний вид молекулярного насоса Холланд-Мертена.

жущимися частями. Схема устройства этого насоса показана на рис. 7-9. В корпусе 1 с закрепленными в нем неподвижными дисками 2 вращается ротор 3 с закрепленными на нем роторными дисками. В дисках имеются косые прорезы, причем прорезы в роторных дисках расположены зеркально по отношению к прорезам в дисках корпуса. При вращении откачка происходит за счет преимущественного отражения молекул от середины ротора к краям. Толщина дисков в описываемом насосе составляет несколько миллиметров, расстояние между дисками 1 мм. Радиальные за-

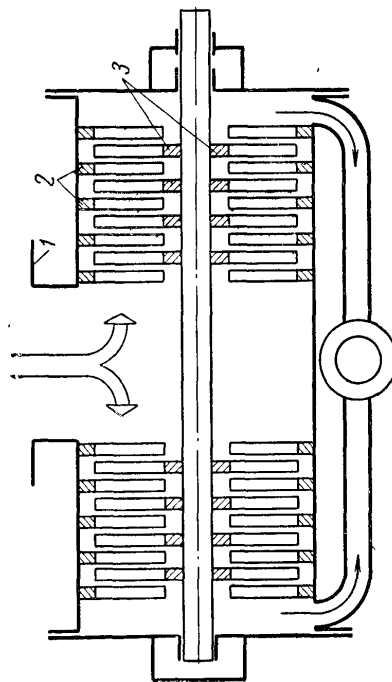
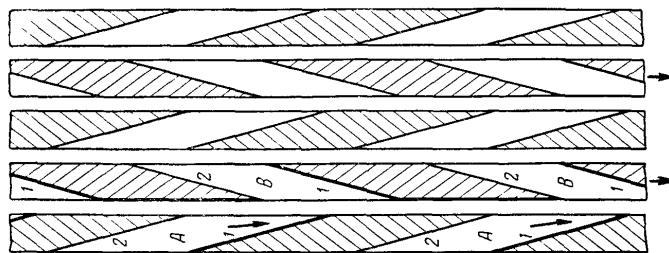


Рис. 7-9. Схема молекулярного насоса турбовидной конструкции.

зоры также могут быть около 1 мм, поскольку обратное протекание газа через такие зазоры при низких давлениях значительно меньше достигаемой быстроты откачки.

Диски имеют большое число (до 40) параллельно работающим прорезей, благодаря чему достигается высокая быстрота откачки. При диаметре ротора 170 мм и 16 000 об/мин быстрота откачки насоса по воздуху (рис. 7-10) составляет 500 м³/ч (~140 л/сек) в диапазоне давлений 10⁻²—10⁻⁸ мм рт. ст., остаточное давление насоса 5 · 10⁻¹⁰ мм рт. ст., причем остаточным газом является в ос-

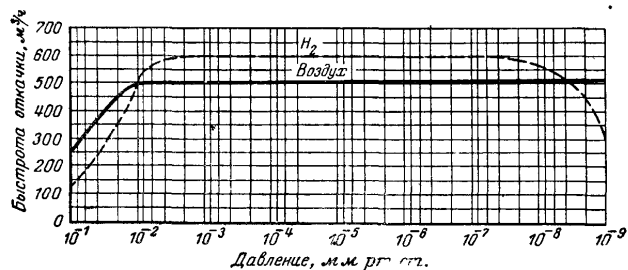


Рис. 7-10. Быстрота откачки насоса турбовидной конструкции.

новном водород, который диффундирует через стальные стенки или высвобождается с них.

Отношение выпускного давления к впускному составляет для воздуха 5 · 10⁷, для водорода — 250, однако быстрота откачки по водороду (рис. 7-10) несколько больше, чем по воздуху, вследствие меньшего сопротивления, оказываемого прорезями протеканию водорода при низких давлениях.

Привод насоса осуществлен через ременную передачу от электродвигателя мощностью 0,3 квт, циркуляция масла в подшипниках — маслонасосом. В приводе имеется фрикционная муфта сцепления для предохранения насоса от перегрузки.

Преимущества молекулярных насосов заключаются в том, что при достижении остаточного давления на их впуске содержится относительно меньше паров, чем у пароструйных и механических насосов с масляным уплотнением; в противоположность пароструйным насосам молекулярные насосы начинают работать сразу же после пуска и не ухудшают своих характеристик от прорывов атмосферного воздуха.

Кроме того, в ряде случаев оказывается выгодным свойство молекулярных насосов откачивать тяжелые газы быстрее, чем легкие.

Наиболее существенным (по сравнению с пароструйными высоковакуумными) недостатком молекулярных насосов является ограниченное значение быстроты откачки. Эта ограниченность имеет место как потому, что поперечные сечения пазов не могут быть сделаны столь большими, как соответствующие им плоскости диффузии в высоковакуумных насосах, так и потому, что окружные скорости роторов молекулярных насосов не могут быть сделаны столь большими, как скорость пара, выходящего из сопла высоковакуумного насоса.

7-2. ПАРОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Схема пароструйного насоса (в данном случае трехступенного) показана на рис. 7-11. Рабочая жидкость (масло или ртуть¹) нагревается в кипятильнике 1 внешним или внутренним нагревателем. Образующийся в результате нагревания пар по паропроводу 2 поступает к соплам первой 3, второй 4 и третьей 5 ступеней откачки и выходит из сопел в виде струй, обладающих большой скоростью, превышающей скорость звука. Газ поступает в насос через впускной патрубок 7. Паровые струи захватывают газ². Попадая на охлаждаемую водой (иногда воздухом) стенку 8, пар конденсируется и конденсат стекает в кипятильник, где он вновь испаряется, т. е. в насосе обеспечивается непрерывная циркуляция рабочей жидкости.

Устройство отдельного сопла зависит от области работы паровой струи. При высоких давлениях, когда средняя длина свободного пути λ молекул газа меньше величины щели r между срезом сопла и стенкой, откачка осуществляется в основном вследствие вязкостных явлений на границе газа и струи пара (эжекторные сопла). При этом часто имеет место турбулентное перемешивание газа с рабочим паром и эжекторное сопло создает перепад полного давления смеси газа и пара. Поскольку плотность струи убывает по мере удаления от ее оси, зазор между срезом сопла и стенкой не может быть сделан слишком большим во избежание обратного прорыва газа.

¹ Насосы, работающие на водяном паре, в книге не рассматриваются.

² Откачиваемый газ отличаем от рабочего пара для простоты изложения. Откачиваемый газ сам также может быть паром.

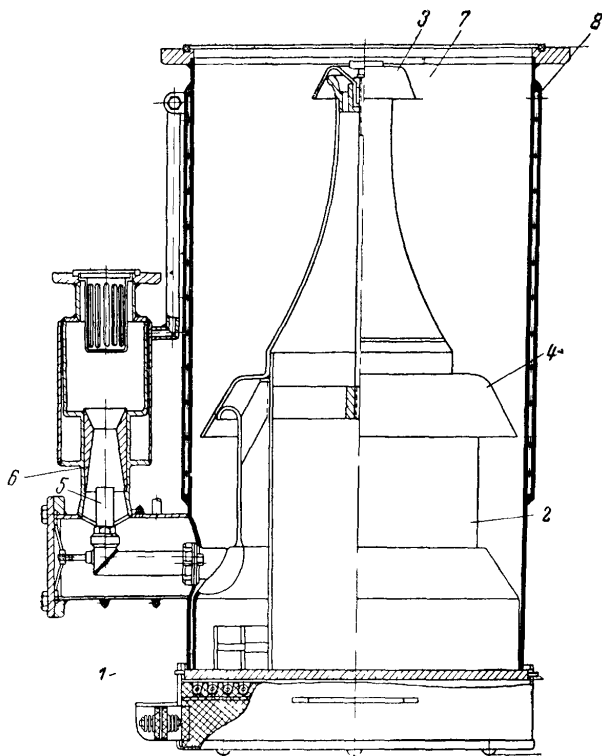


Рис. 7-11. Схема трехступенчатого пароструйного насоса.

При низких давлениях ($\lambda > r$) откачка осуществляется вследствие диффузии молекул газа в струю пара, поскольку концентрация газа в струе значительно меньше, чем на ней (высоковакуумные или «диффузионные» сопла). Большинство молекул газа, попавших в струю, вследствие столкновений с молекулами пара направляются к следующей ступени откачки. Такое сопло создает перепад парциального давления газа.

206

Струя пара в состоянии выталкивать газ только в том случае, если давление газа под струей меньше давления, создаваемого самой струей пара; в противном случае струя срывается. Очевидно, что наибольшее давление газа на выпуске, при котором не нарушается нормальная работа насоса (наибольшее выпускное давление), зависит от характеристик струи последней ступени откачки. Поскольку эжекторные сопла выгоднее использовать при высоких давлениях, чем зонтичные, то эжекторное сопло 5 с диффузором 6 часто используется в качестве последней ступени.

Пароструйные насосы разделяют на вспомогательные («бустерные»), работающие в области $\lambda \leq r$, и высоковакуумные («диффузионные»), работающие в области $\lambda \gg r$. Эти типы насосов конструктивно несколько различаются.

Полное остаточное давление пароструйных высоковакуумных насосов определяется в основном давлением паров рабочей жидкости при температуре стенок у верхнего сопла и при 20° С составляет у промышленных насосов (2—5) 10^{-6} мм рт. ст. При вымораживании паров рабочей жидкости жидким азотом остаточное давление высоковакуумного насоса составляет $\sim 5 \cdot 10^{-7}$ мм рт. ст. и меньше. Полное остаточное давление вспомогательных насосов составляет $\sim 10^{-4}$ мм рт. ст.

Из рис. 7-12 видно, что по мере изменения выпускного давления в довольно широких пределах остаточное давление пароструйного насоса остается практически неизменным и только при достижении наибольшего для данного насоса выпускного давления ($p_{\text{наиб}}$) происходит довольно резкое повышение давления на впуске и насос прекращает работу.

Величина наибольшего выпускного давления составляет у современных высоковакуумных насосов 100—300 мк рт. ст., у вспомогательных — 0,3—3 мм рт. ст. и выше.

Быстрота откачки пароструйного насоса определяется площадью кольцевой щели между стенками корпуса и срезом верхнего сопла и характеристиками паровой струи.

207

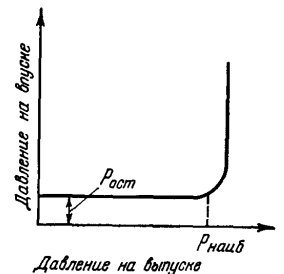


Рис. 7-12. Изменение остаточного давления пароструйного насоса в зависимости от давления на выпуске.

Если струю заменить областью идеального вакуума, то быстрота откачки такого насоса по воздуху при 20°С составила бы $S_T = 11,6 F \text{ л/сек}$, где F — площадь кольцевой щели. Для сравнения реальных насосов пользуются обычно коэффициентом χ_0^1 , представляющим собой отношение фактической быстроты откачки S к теоретической S_T , т. е. S/S_T . Значение коэффициента χ_0 у пароструйных насосов не превосходит, по-видимому, 0,5.

На рис 7-13 показано изменение характеристик пароструйных насосов в зависимости от мощности подогрева

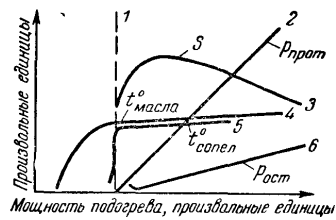


Рис. 7-13. Изменение характеристик пароструйных насосов в зависимости от мощности подогрева.

1 — порог; 2 — наибольшее противодействие; 3 — быстрота откачки; 4 — температура жидкого масла; 5 — температура сопел; 6 — остаточное давление.

точное давление проходит через минимум, лежащий вблизи пороговой мощности подогрева. Быстрота откачки (кривая 3) проходит через максимум, что связано, по-видимому, с изменением плотности струи и повышением содержания в ней легких фракций.

В высоковакуумных насосах, основной задачей которых является получение малого остаточного давления и большой быстроты откачки, мощность подогрева лежит вблизи пороговой мощности (рис. 7-13). Эти насосы потребляют от долей ватта на 1 л/сек быстроты откачки (крупные насосы) до $\sim 10 \text{ вт/л/сек}$ (малые насосы).

Вспомогательные насосы, от которых требуется получение высокого выпускного давления при достаточно большой скорости откачки, имеют относительно более высокую

* По имени китайского физика, впервые предложившего этот коэффициент.

мощность подогрева. Потребление мощности у этих насосов составляет от $\sim 10 \text{ вт/л/сек}$ (крупные насосы) до $\sim 100 \text{ вт/л/сек}$ (малые насосы).

На рис. 7-14 показаны характерные зависимости быстроты откачки высоковакуумного (Н-2Т) и вспомогательных пароструйных насосов от впускного давления. Для высоко-

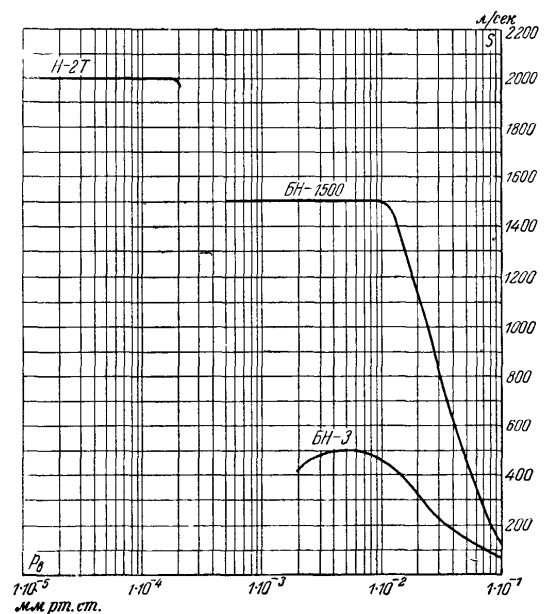


Рис. 7-14. Зависимости быстроты откачки пароструйных насосов от впускного давления.

вакуумного насоса характерно постоянство быстроты откачки в диапазоне давлений $2 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-5} \text{ мм рт. ст.}$. Для вспомогательного насоса характерен, вообще говоря, максимум быстроты откачки при давлении $10^{-1} - 10^{-2} \text{ мм рт. ст.}$ (насос БН-3), однако многоступенные конструкции вспомогательных насосов могут иметь постоянную быстроту откачки в довольно широких пределах (насос БН-1500).

В качестве рабочей жидкости для пароструйных насосов используют специальные масла или ртуть. Поскольку ртуть является химическим элементом, она имеет ряд достоинств в качестве рабочей жидкости для пароструйных насосов, а именно постоянство (для данной температуры) давления насыщенного пара и постоянство (для данного давления) температуры кипения. Ртуть не боится перегрева и прорывов атмосферного воздуха в работающий насос. Кроме того, поскольку ртуть не смачивает металлических поверхностей, зазоры между стенками корпуса и послед-

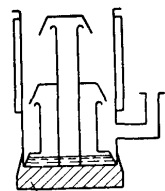


Рис. 7-15. Схема разгоночного (фракционирующего) насоса.

ними соплами насоса могут быть сделаны очень малыми, что существенно для получения высокого выпускного давления. Однако пары ртути вредны для человеческого организма. Кроме того, уже при 20°C давление насыщенных паров ртути составляет $\sim 10^{-3}$ мм рт. ст. и для получения более низкого остаточного давления необходимо вымораживание паров ртути ловушкой, установленной на входе насоса.

Масла, используемые в качестве рабочей жидкости для пароструйных насосов, имеют при 20°C давление насыщенных паров 10^{-6} — 10^{-8} мм рт. ст. Это обстоятельство, а также безвредность для здоровья работающих обусловили переход к маслам в качестве рабочей жидкости, несмотря на некоторую неоднородность их фракционного состава, чувствительность к перегревам, склонность к образованию летучих фракций и значительную (по сравнению со ртутью) газопоглощающую способность.

С целью уменьшения остаточного давления паромасляных высоковакуумных насосов применяют разгонку (фракционирование) масла в кипятильнике. Схема разгоночного (фракционирующего) насоса приведена на рис. 7-15. Поскольку масло попадает в кипятильник с периферии, а питание первого (высоковакуумного) сопла осуществляется из центра кипятильника, легкие фракции и захваченные маслом газы успевают в значительной мере выделиться, прежде чем масло поступит в паропровод высоковакуумного сопла. Поэтому в высоковакуумное сопло поступают пары масла, содержащие мало летучих фракций и газов. Летучие фракции, образующиеся в процессе работы насоса, откачиваются насосом предварительного разрежения, т. е.

в пароструйном насосе происходит некоторая самоочистка масла.

При работе насоса вследствие рассеяния паровой струи часть паров направляется в сторону откачиваемого объема. Для уменьшения количества паров, проникающих в объем,

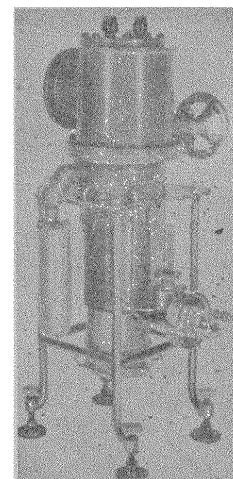
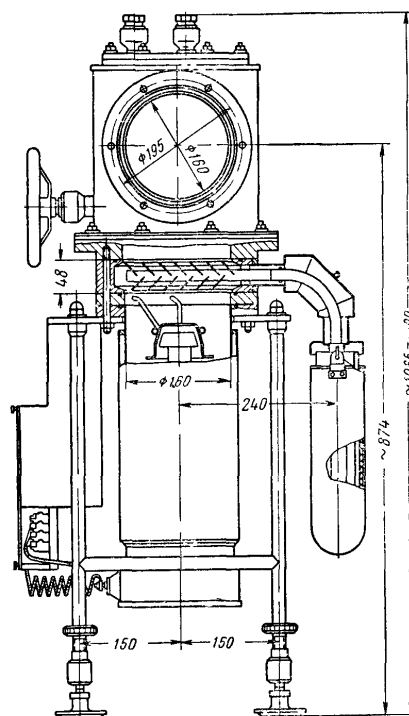


Рис. 7-16. Вакуумный агрегат ВА-05-1 (на базе насоса Н-5С).

над верхним соплом устанавливается механический отражатель. Отражатель не должен значительно понижать быстроту откачки насоса. В отечественной практике в качестве отражателей обычно применяются охлаждаемые водой колпачки (см. рис. 7-16), установленные непосредственно вблизи верхнего сопла (предложено И. С. Рабиновичем), так как наибольшее количество паров рассеивается в сторо-

Таблица 7-2

Свойства хладагентов

Хладагент	Температура, °С	Давление паров воды, мм рт. ст.	Скрытая теплота, ккал/г	Удельный вес
Твердая СО ₂	-78	0,6	45	1,56
Жидкий кислород	-183	~10 ⁻¹⁸	3,3	1,14
• воздух	-186	~10 ⁻¹⁸	—	—
• азот	-196	~10 ⁻¹⁸	6,1	0,81

ну откачиваемого объема с краев сопла. Уменьшение быстроты откачки насоса вследствие применения такого отражателя не превышает 25%.

Для более полного предотвращения попадания паров рабочей жидкости в откачиваемый объем на впускном патрубке насоса устанавливается азотная ловушка, представляющая собой ряд охлаждаемых с помощью жидкого азота металлических пластин, расположенных таким образом, что прямолинейно движущаяся паровая молекула не может пройти через них без столкновения («непросматриваемая» конструкция). Быстрота откачки насоса при установке азотной ловушки (см. рис. 7-16) снижается на 40—50% и более.

Насос, установленный на раме и снабженный головкой с затвором, маслоотражателем и (в случае необходимости) азотной ловушкой, называется вакуумным агрегатом. Разрез и внешний вид вакуумного агрегата ВА-05-1 (на базе насоса Н-5С) показан на рис. 7-16. При установке маслоотражателя, ловушки и головки с затвором насос теряет до 75% быстроты откачки.

Характеристики некоторых отечественных пароструйных насосов приведены в приложении.

7-3. ОХЛАЖДАЕМЫЕ ЛОВУШКИ

Охлаждаемая ловушка представляет собой охлажденную поверхность, помещенную в вакуумной системе.

Конденсируемые пары, находящиеся при некоторой температуре, не могут иметь давления, большего, чем давление их насыщения при этой температуре. Поэтому давление паров в вакуумной системе определяется, вообще говоря, температурой самого холодного участка. Следует оговорить, что понижение давления паров до давления, соответствующего температуре самого холодного участка, может происходить лишь при установлении равновесия между процессами конденсации и испарения, чего на практике обычно не наблюдается. Понижение давления паров в некотором объеме с помощью охлаждаемых ловушек основано на «вымораживании», т. е. на конденсации паров в соответствии с их давлением насыщения при температуре охлажденной поверхности, и часто называется «откачивающим действием» ловушек.

Парциальное давление паров, достигаемое с помощью ловушки, зависит от температуры ее поверхности, т. е. от применяемого хладагента (табл. 7-2). Зависимости давле-

ния насыщенных паров некоторых веществ от температуры (при низких температурах) приведены на рис. 7-17.

Теоретическая быстрота откачки ловушки S_T определяется объемом пара, попадающего на поверхность ловушки в единицу времени. В гл. 1 было показано, что этот объем зависит от площади поверхности, но не от давления. Таким образом, пока в системе не достигнуто давление насыщенного пара, быстрота откачки поверхностью ловушки близка к действию отверстия, открытого в идеальный вакуум ($p=0$).

Производительность ловушки по парам может быть подсчитана по формуле

$$Q'_n = S_n p_n = 3,64F \sqrt{\frac{T}{M}} p_n \left(1 - \frac{p_{нас}}{p_n}\right) [л \cdot мм рт. ст. / сек], \quad (7-5)$$

где p_n — давление пара, мм рт. ст.;
 $p_{нас}$ — давление насыщения при температуре ловушки, мм рт. ст.

$$S_n = S_T \left(1 - \frac{p_{нас}}{p_n}\right) = 3,64F \sqrt{\frac{T}{M}} \left(1 - \frac{p_{нас}}{p_n}\right) \text{ — быстрота}$$

откачки ловушки, л/сек;
 T — абсолютная температура паров;
 M — молекулярный вес паров, г;
 F — охлажденная поверхность ловушки, см².

При подсчете быстроты откачки следует обычным образом учитывать сопротивление участка вакуумной системы между ловушкой и источником выделения паров.

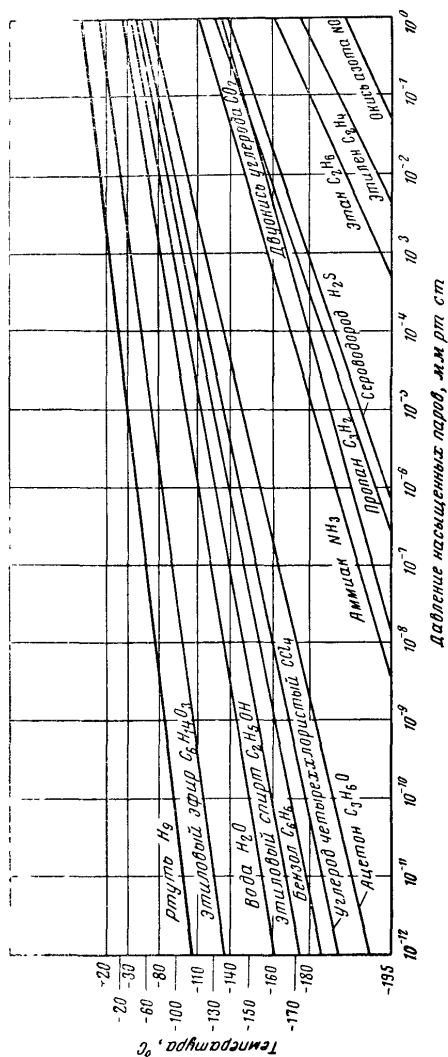


Рис. 7-17. Зависимость давления насыщенных паров некоторых веществ от температуры.

Нагревание ловушки происходит в основном вследствие теплоизлучения с окружающих поверхностей, так как теплопроводность газов и паров в вакуумной системе практически ничтожна. Количество тепла, получаемого ловушкой в единицу времени, подсчитывается по формуле

$$H = 0,49\epsilon F \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{охл}}}{100} \right)^4 \right] \text{ [кал/ч]}, \quad (7-6)$$

где ϵ — коэффициент черноты;
 F — площадь охлажденной поверхности ловушки, см^2 ;
 T — абсолютная температура окружающих стенок;
 $T_{\text{охл}}$ — абсолютная температура охладителя.

Коэффициент черноты при наличии на поверхности ловушки слоя конденсата соответствует случаю черного излучения ($\epsilon = 1$).

Расход охладителя в единицу времени составляет

$$G' = 0,49\epsilon F \frac{\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{охл}}}{100} \right)^4}{l} \text{ [г/ч]}, \quad (7-7)$$

где l — скрытая теплота испарения охладителя, кал/г (см. табл. 7-2).

При расчетах в каждом конкретном случае следует учитывать еще расход охладителя вследствие теплопроводности материалов конструкции, который может иметь тот же порядок, что и расход охладителя вследствие теплоизлучения с охлаждающих поверхностей.

Конструкция ловушки определяется ее назначением и конструкцией вакуумной системы. Охлаждаемые ловушки используются в следующих целях:

- 1) для защиты насосов от попадания в них паров;
- 2) для предотвращения попадания паров рабочей жидкости насоса в откачиваемый объем;
- 3) для быстрого и наиболее полного удаления паров из откачиваемого объема;
- 4) для предотвращения попадания в манометр паров, имеющихся в откачиваемом объеме или насосе (при необходимости измерения парциального давления газов).

От попадания паров обычно приходится защищать только механические насосы с масляным уплотнением, так как попадание паров в другие виды насосов не сказывается, как правило, на их работе. При необходимости защиты

насоса ловушка ставится в трубопроводе и имеет форму, показанную на рис. 7-18. По обе стороны такой ловушки часто устанавливаются вакуумные вентили, чтобы ловушку можно было разобрать для очистки и включить вновь без напуска большого количества воздуха в вакуумную систему. В качестве охладителя применяется обычно сухой лед, залитый теплопроводящей жидкостью, например ацетоном. Следует учитывать, что пары ацетона ядовиты и работа с ним требует хорошей вентиляции. В случае необходимо-

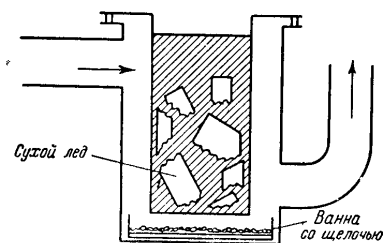


Рис. 7-18. Схема ловушки для защиты механического насоса.

сти может быть применено охлаждение с помощью холодильной машины, что требует другой конструкции ловушки. Жидкий азот для охлаждения ловушек, защищающих механические вакуумные насосы, применяется редко.

Для предотвращения попадания паров рабочей жидкости пароструйных насосов в откачиваемый объем применяются ловушки, охлаждаемые обычно жидким азотом. Как уже отмечалось в предыдущей главе, эти ловушки изготавливаются из охлаждаемых пластин, расположенных таким образом, что прямолинейно движущаяся молекула не может пройти через них без столкновения («непросматриваемая» конструкция).

Для отечественных высоковакуумных насосов и агрегатов применяются ловушки, показанные на рис. 7-19 и 7-20. Малые ловушки ($D_u=85$ и 160 мм, рис. 7-19) состоят из вымораживающего устройства 2, представляющего собой медные пластины, припаянные к медному же стержню-хладопроводу 3. Хладопровод имеет патрубок с фланцем для крепления к корпусу 1 ловушки. Нижний конец хладопровода погружается в 0,5-литровый сосуд Дьюара с чехлом 4. Внутренняя полость патрубка откачивается при ра-

216

боте насоса, что обеспечивает хорошую теплоизоляцию хладопровода. При работе жидкий азот периодически долива-

ется. Ловушки $D_u=260, 380$ и 500 мм (рис. 7-20) состоят из вымораживающего устройства 2 с газоотводящей трубкой 3, имеющей гайку 4 с дросселирующим отверстием (дроссельная гайка), питательного устройства 5 с предохранительным клапаном 6 и соединительным вводом 7, корпуса 1 и патрубка 8.

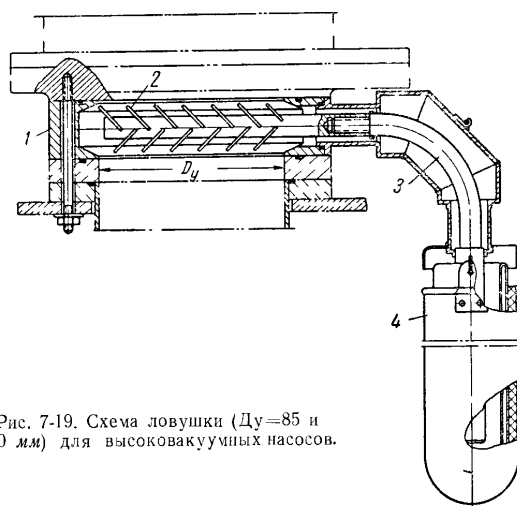


Рис. 7-19. Схема ловушки ($D_u=85$ и 160 мм) для высоковакуумных насосов.

Вымораживающее устройство представляет собой пластины, аналогичные пластинам ловушек $D_u=85$ и 160 мм, припаянные к медной трубе. Один конец трубы заглушен и удерживается упором 9, к другому концу приварены сильфон с фланцем и входной ниппель 10 для пристыковки питательного устройства.

Питательное устройство представляет собой съемный узел, состоящий из разъемной трубки, вмонтированной в текстолитовый корпус, предохранительного клапана 6 и ввода 7 для подсоединения 15-литрового сосуда Дьюара. Оно присоединяется фланцем к входному ниппелю ловушки и крепится накладными болтами.

217

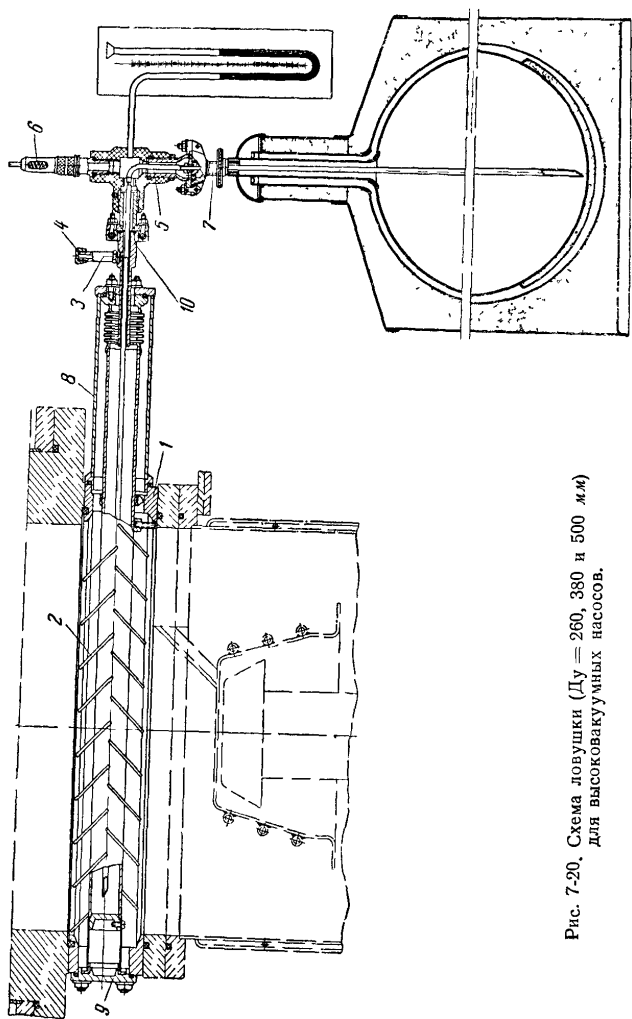


Рис. 7-20. Схема ловушки (Ди = 260, 380 и 500 мм) для высоковакуумных насосов.

Патрубок служит для соединения вымораживающего устройства и корпуса ловушки. Полость между стенками патрубка и трубой с сильфоном откачивается при работе насоса, что обеспечивает необходимую теплоизоляцию вымораживающего устройства.

Подача жидкого азота в вымораживающее устройство ловушек происходит за счет избыточного давления, возникающего в закрытом сосуде Дьюара в результате испарения жидкого азота. Необходимое рабочее давление поддерживается в сосуде Дьюара постоянным благодаря предо-

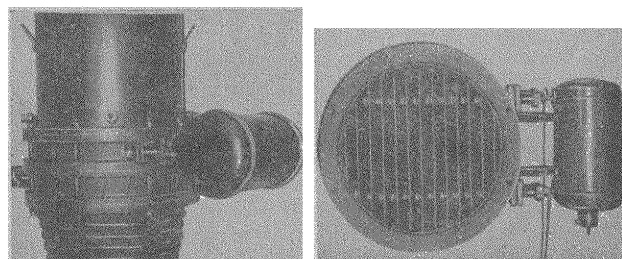


Рис. 7-21. Малогабаритный ожижитель газа.

а — установленный на откачном агрегате, б — в сборе с ловушкой (вид сверху).

хранительному клапану. U-образный манометр служит для контроля давления в сосуде Дьюара. Уменьшение давления сигнализирует о выкипании жидкого азота.

Эксплуатационные характеристики ловушек для пароструйных насосов и агрегатов приведены в приложении X.

На рис. 7-21 [Л. 21] показана низкотемпературная ловушка с индивидуальным малогабаритным ожижителем, который питается сжатым газообразным азотом (или воздухом) под давлением 200 атм. Жидкий азот, образующийся на выходе из дюзы ожижителя, попадает непосредственно в полость ловушки, где и испаряется. Таким образом, место получения жидкого азота совмещено с местом его потребления, что сводит потери жидкого азота к минимуму. Применение индивидуальных малогабаритных ожижителей особенно целесообразно при необходимости в одно-

временном питании жидким азотом сравнительно большого числа ловушек, так как при этом для питания всех ловушек используется общий компрессор.

Схема ловушки для быстрого и наиболее полного удаления паров из откачиваемого объема показана на рис. 7-22. Такая ловушка представляет собой пустотелый сосуд, изготовленный обычно из нержавеющей стали и помещенный внутрь откачиваемого объема. Для крепления ловушки используется горлышко; для крупных ловушек желательно иметь дополнительные подпорки. В настоящее время в связи с высокой производительностью откачного оборудования такие ловушки применяются редко.

Для предотвращения попадания паров в манометры применяют охлаждаемую жидким азотом цилиндрическую стеклянную ловушку, показанную на рис. 7-23,а. При пользовании цилиндрической ловушкой в начале работы, когда в объеме имеется много паров, ее заливают жидким азотом примерно на $\frac{1}{3}$ высоты и производят доливку азота непосредственно перед измерениями.

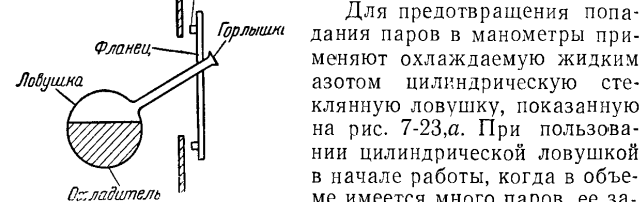


Рис. 7-22. Схема ловушки для удаления паров из откачиваемого объема.

На рис. 7-23 показаны также другие ловушки для стеклянных коммуникаций.

При пользовании жидким азотом не следует охлаждать ловушку при атмосферном давлении у охлаждаемой поверхности, так как это ведет к конденсации газов (кислород при такой температуре имеет давление насыщения ~ 170 мм рт. ст.), которые при откачке вакуумной системы будут медленно выделяться со стенок ловушки, что замедлит откачку.

Ловушки следует периодически очищать, ибо вследствие значительного накопления конденсата на ее поверхности она практически перестает работать. Ловушки высоковакуумных насосов очищаются путем размораживания под откачкой; так же очищают стеклянные (рис. 7-23) ловушки. Для очистки ловушек, показанных на рис. 7-18 и 7-22, необходима их разборка.

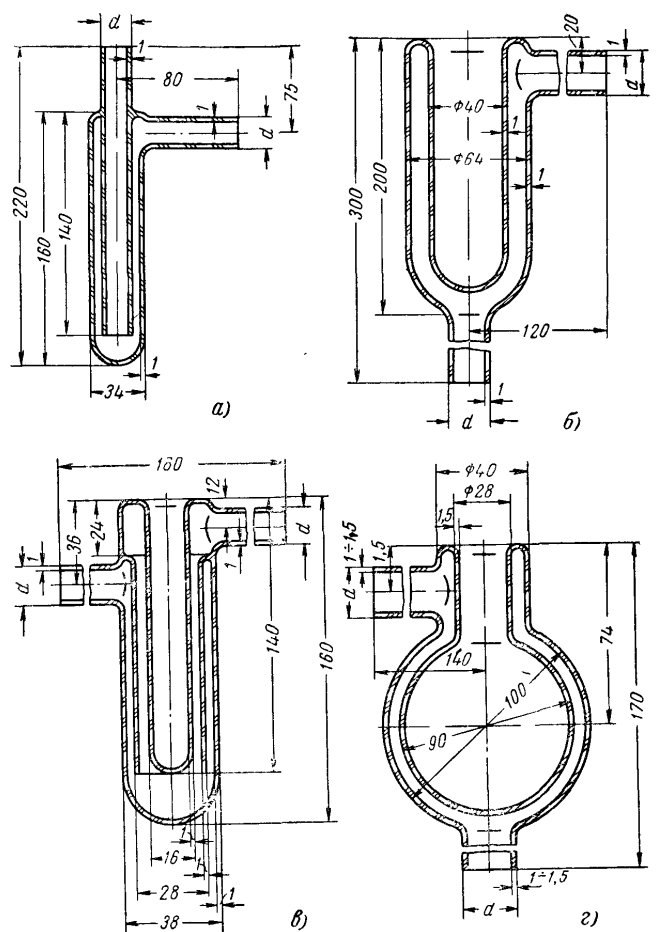


Рис. 7-23. Стеклянные ловушки.

МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ НАСОСОВ

8-1. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ

При работе с вакуумными насосами приходится обычно измерять давления $760-1 \cdot 10^{-7}$ мм рт. ст., для чего имеются промышленные вакуумные манометры, области работы которых показаны на рис. 8-1.

При работе с низковакуумными насосами для измерения разрежения часто используют деформационные вакуумметры или мановакуумметры (рис. 8-2). Эти приборы

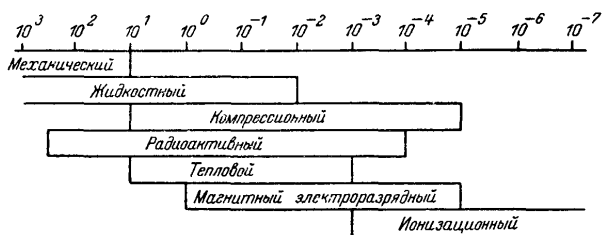


Рис. 8-1. Области работы вакуумных манометров.

имеют довольно грубые шкалы и невысокую точность, так что для испытаний насосов они не применяются.

Для более точных измерений давления в диапазоне $760-1$ мм рт. ст. применяют U-образные ртутные манометры, описанные в гл. 1 (рис. 8-3). Точность измерения у этих приборов составляет 1 мм рт. ст.

Для измерения давлений порядка нескольких миллиметров ртутного столба применяют наклонный U-образный манометр, схема которого показана на рис. 8-4 [Л. 9]. При таком расположении колен манометра незначительное изменение давления и малое перемещение ртути в широком колене вызывает заметное перемещение ртути в узком капилляре. Точность измерений этим манометром достигает $\pm 0,3$ мм рт. ст. при чистых стенках капилляра и чистой ртути, в противном случае в капилляре возникают значительные силы поверхностного натяжения, не поддающиеся учету и сильно искажающие точность измерений. Перед

заполнением такого манометра ртутью он тщательно промывается и откачивается.

Для довольно точного измерения давлений $10-0,3$ мм рт. ст. можно пользоваться масляным манометром, схема которого показана на рис. 8-5. В нерабочем положении кран, имеющийся на левой трубке манометра, соеди-

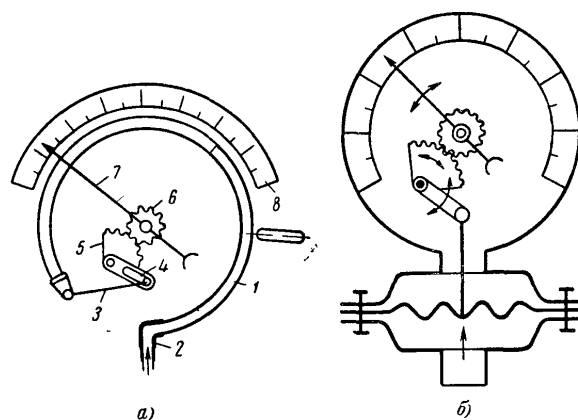


Рис. 8-2. Механические мановакуумметры. а — с полной трубкой (Бурдона); б — мембранный.

няет ее с откачиваемым объемом, и масло в трубках находится на одном уровне. При измерениях левую трубку с помощью крана отсоединяют от объема и образовавшуюся замкнутую полость откачивают небольшим механическим насосом до давления $\sim 10^{-3}$ мм рт. ст. Давление газа в объеме определяется по формуле

$$p = \frac{h}{\frac{\gamma_{\text{ртути}}}{\gamma_{\text{масла}}}} [\text{мм рт. ст.}], \quad (8-1)$$

где h — разность уровней масла в трубках манометра, мм масл. ст.;
 γ — удельный вес.

Точность измерений у этого прибора составляет $\pm 0,2$ мм рт. ст. при работе с маслом Д1-А для высокова-

куумных насосов, которое легко обезгаживается и подходит для заливки в такой манометр более, чем масло ВМ-4.

Ряд жидкостных манометров для точного измерения давлений ниже 1 мм рт. ст. описан Яккелем [Л. 9].

Для точных измерений давления газов от нескольких мм рт. ст. до $\sim 10^{-5}$ мм рт. ст. часто используют компрессионный манометр, схема которого показана на рис. 8-6. При поднятии уровня ртути выше развилки 1 газ, находящийся в баллоне 2 с капилляром 3, изолируется от объема, где измеряется давление (положение I на рис. 8-6). При дальнейшем повышении уровня ртути газ сжимается в верхней части капилляра (положение II на рис. 8-6) и давление газа возрастает настолько, что разность h уровней ртути в капилляре баллона 3 и капилляре 4 поддается непосредственному измерению. Наличие капилляра 4 необходимо, чтобы разность уровней ртути, служащая мерой давления, измерялась в трубках равного сечения. При измерениях компрессионным манометром предполагается справедливость закона Бойля-Мариотта ($pV = \text{const}$).

При измерениях компрессионным манометром величина давления получается в виде

$$p = Kh_0 h \text{ [мм рт. ст.]}, \quad (8-2)$$

где K — постоянная манометра, подсчитываемая по его размерам, 1/мм;

h_0 — расстояние от запаянного конца капилляра до поверхности ртути в нем, мм.

Рис. 8-3. Переносный дифференциальный манометр типа ДТ-150.

Точность калибровки, т. е. подсчета постоянной манометра по его размерам, составляет у компрессионных манометров 1,5—3%.

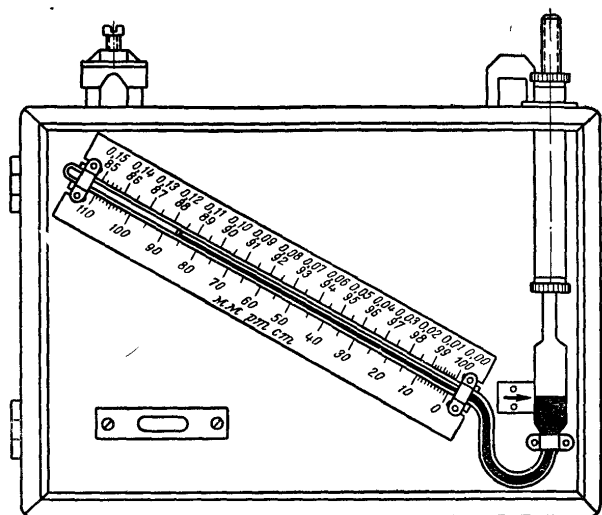


Рис. 8-4. Наклонный манометр.

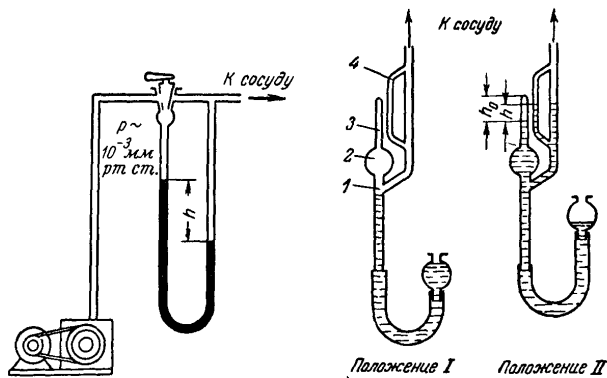


Рис. 8-5. Схема откачиваемого масляного манометра.

Рис. 8-6. Схема компрессионного манометра.

Компрессионный манометр используется в качестве эталонного при градуировке других манометров, так как его показания не зависят от рода газа и могут быть подсчитаны по его геометрическим размерам. Удобный способ расчета компрессионных манометров предложил Л. П. Хавкин [Л. 22].

Подъем и опускание ртути в манометре могут производиться путем изменения давления над ртутью в резервуаре (рис. 8-7). Пространство 1 над ртутью может сообщаться через кран 2 с небольшим механическим вакуумным насосом или атмосферой, и ртуть в трубке 3 манометра соответственно опускается или поднимается.

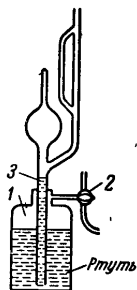


Рис. 8-7. Подъем и опускание ртути в компрессионном манометре путем изменения давления над ртутью в резервуаре.

В присутствии конденсируемых паров к показаниям компрессионного манометра нужно относиться с осторожностью. Иногда указывается, что компрессионный манометр измеряет только давление неконденсируемых газов, однако это верно лишь в том случае, когда давление насыщения присутствующих в манометре паров мало по сравнению с разностью уровней ртути в капиллярах, полученной при измерениях, например для паров масла механического вакуумного насоса с масляным уплотнением. В противном случае результат измерения искажается неконтролируемым образом.

Обычно у компрессионного манометра имеется охлаждаемая жидким азотом ловушка, которая предотвращает как попадание паров в манометр, так и попадание паров ртути из манометра в откачиваемый объем.

Основными недостатками компрессионного манометра являются длительность отдельных измерений, составляющая 1—2 мин, и невозможность непрерывного отсчета давлений. Кроме того, им нельзя измерять давление конденсируемых паров.

Основным промышленным прибором для измерения давлений $1-10^{-3}$ мм рт. ст. являются термоэлектрические манометры. Они основаны на изменении теплопроводности газа в той области давлений, где средняя длина свободного пути молекул газа сравнима с конструктивными размерами манометра, определяющими теплопередачу.

В трубке, где измеряется давление, помещается нагреваемая током тонкая проволока (нить). При постоянном количестве тепла, выделяющегося на нити, ее температура зависит от теплопроводности газа, т. е. может служить мерой давления. В одном случае измеряется зависящее от температуры сопротивление нити (манометр сопротивления¹⁾), в другом — э. д. с., возникающая в спае термопары, подсоединенном к нити (термопарный манометр). Ток накала нити термопарного манометра поддерживается при измерениях постоянным.

Схема термопарного манометра показана на рис. 8-8. Отечественная промышленность выпускает термопарные манометры ЛТ-2 (в стеклянном баллоне) и ЛТ-4 (в металлическом баллоне) и вакуумметры УТВ-46, УТВ-49 и ВТ-2 к ним. На рис. 8-9 показан манометр ЛТ-2 с вакуумметром ВТ-2, позволяющий измерять (или оценивать) давления в диапазоне $0,8-10^{-3}$ мм рт. ст. На рис. 8-10 показана типовая градуировочная кривая, т. е. зависимость показаний милливольтметра от давления, для манометра ЛТ-2 по воздуху (кривая 1). Отклонения в показаниях отдельных манометров от типовой кривой не превышают $\pm 10\%$.

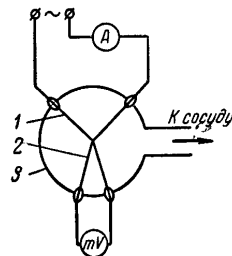


Рис. 8-8. Схема термопарного манометра. 1 — нить накала; 2 — термопара, 3 — баллон.

Очевидно, что вследствие различных значений теплопроводности у разных газов следует учитывать различную чувствительность манометра ЛТ-2 к различным газам [Л. 23].

Для повышения чувствительности термопарного манометра в микронном диапазоне производится охлаждение баллона манометра жидким азотом [Л. 24]. Схема установки такого манометра (для работы в «холодном режиме») показана на рис. 8-11, градуировочная кривая по воздуху — на рис. 8-10 (кривая 2). Повышение чувствительности связано с уменьшением потерь на излучение вследствие уменьшения температуры нити. Естественно, что в холодном режиме может быть измерено только давление неконденсируемых газов, так как пары конденсируются на стен-

¹ Манометры сопротивления, часто называемые манометрами Пирани, отечественной промышленностью не выпускаются.

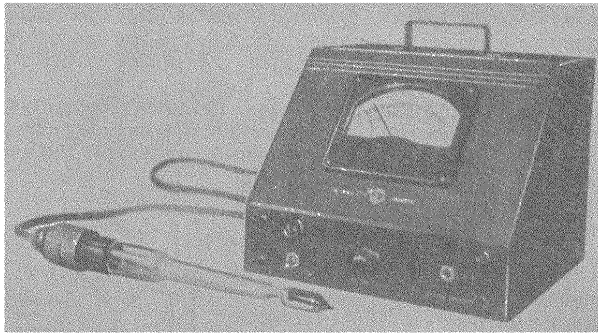


Рис. 8-9. Термопарный манометр ЛТ-2 с вакуумметром ВТ-2.

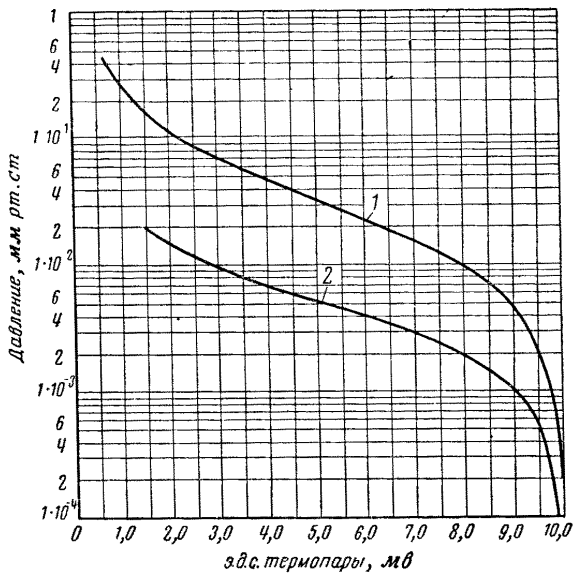


Рис. 8-10. Градуировочные кривые манометра ЛТ-2.
1 — типовая; 2 — в холодном режиме.

ках баллона манометра, охлажденных до температуры жидкого азота.

При работе с термопарным манометром без азотной ловушки следует учитывать, что его показания могут с течением времени искажаться вследствие попадания на его нить молекул масла в большом количестве. Загрязненный манометр следует промыть спиртом и просушить, после чего следует его отградуировать, откачав манометр до давления ниже 10^{-4} мм рт. ст. (пароструйным насосом).

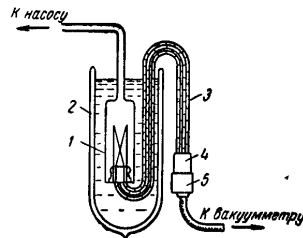


Рис. 8-11. Схема установки манометра ЛТ-2 для работы в холодном режиме.
1 — манометр со снятым цоколем; 2 — сосуд Дьюара; 3 — соединительные провода со стеклянными бусами для изоляции; 4 — цоколь манометра; 5 — фишка вакуумметра.

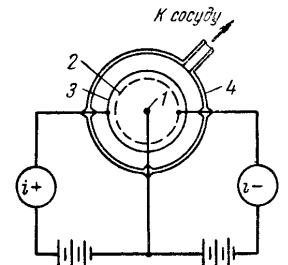


Рис. 8-12. Схема ионизационного манометра.
1 — катод; 2 — сетка; 3 — коллектор ионов; 4 — баллон.

Для измерения давлений ниже 10^{-3} мм рт. ст. пользуются чаще всего электронным ионизационным манометром, схема включения которого приведена на рис. 8-12. Электроны, испускаемые накаливаемой нитью — катодом 1, ускоряются положительно заряженной сеткой 2, изготовленной в виде редкой проволочной спирали, так что электроны могут пройти за нее по направлению к коллектору ионов 3. Вследствие ионизации молекул газа электронами в пространстве между сеткой и коллектором образуются положительные ионы, поступающие на коллектор 3*, находящийся под отрицательным потенциалом и обычно представляющий собой металлический цилиндр. Мерой давления служит ионный ток, поскольку число ионов, образу-

* В некоторых манометрах в качестве коллектора ионов используется сетка 2, а на цилиндр 3 подается положительный потенциал для ускорения электронов.

щихся в газе, при прочих равных условиях пропорционально числу молекул в единице объема, т. е. давлению.

Отечественной промышленностью выпускаются ионизационный манометр ЛМ-2 и вакуумметр ВИ-3 к нему, позволяющие измерять давления 10^{-3} — $5 \cdot 10^{-8}$ мм рт. ст. Выпускается еще вакуумметр ВИТ-1 (рис. 8-13), позволяющий одновременно пользоваться термопарным и ионизационным манометрами. Точность промышленных манометров ЛМ-2 составляет $\pm 10\%$. При измерениях следует учи-

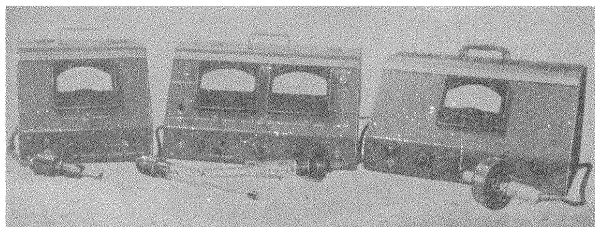


Рис. 8-13. Вакуумметр ВИТ-2 с манометром ЛМ-4 (слева), вакуумметр ВИТ-1 с манометрами ЛМ-2 и ЛМ-2 (в центре) и вакуумметр ВМБ-1 с манометром ММ-5.

тывать различную чувствительность ионизационного манометра к различным газам.

В отличие от электронного, в радиоактивном ионизационном манометре ионизация достигается с помощью α -частиц, излучаемых радиоактивным источником. Таким манометром можно измерять гораздо более высокие давления, чем электронным ионизационным манометром, в котором при повышении давления окисляется или перегорает катод. Имеющиеся отечественные лабораторные образцы радиоактивных манометров [Л. 25] позволяют измерять давления в диапазоне 10^{-3} — 200 мм рт. ст. с высокой точностью ($\pm 3\%$). Широкий диапазон давлений и высокая точность измерений делают эти манометры крайне удобными в работе.

На рис. 8-14 показана схема магнитного электроразрядного манометра. В этом манометре мерой давления является ток электрического разряда в газе. Благодаря наличию магнитного поля H электроны, имеющие между отрица-

тельно заряженными пластинами-катодами (K_1 и K_2), движутся между ними таким образом, что попадают на анод (A) только после многочисленных колебаний (вверх и вниз) около него. При этом путь электронов увеличивается настолько, что даже при давлениях порядка 10^{-6} мм рт. ст. можно обойтись без накаливаемого катода, так как для возникновения разряда достаточным источником первоначальных электронов является естественная ионизация остаточных газов. Чувствительность магнитного электроразрядного манометра зависит от рода газа. Отсутствие накаливаемого катода делает рассматриваемые манометры очень удобными для промышленности, несмотря на невысокую точность ($\pm 25\%$) и чувствительность к загрязнению парами масла.

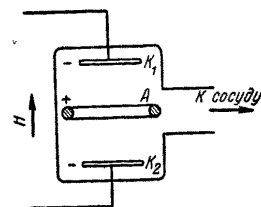


Рис. 8-14. Схема магнитного электроразрядного манометра.

Отечественной промышленностью выпускаются магнитные электроразрядные манометры ММ-5 в металлическом корпусе с вакуумметром ВМБ-1 (см. рис. 8-13) для работы в диапазоне давлений $8 \cdot 10^{-4}$ — $2 \cdot 10^{-6}$ мм рт. ст. и осваивается манометр для работы в диапазоне давлений $1,0$ — 10^{-5} мм рт. ст. Вакуумметр ВМБ-1 имеет релейное устройство, срабатывающее при увеличении давления в системе выше некоторой наперед заданной величины и используемое для отключения тех устройств, для которых повышение давления опасно, или включения сигнальных устройств.

Точность промышленных манометров, использующих косвенные методы измерения давлений, может быть повышена путем их индивидуальной градуировки по компрессионному манометру.

При измерениях манометр присоединяется к вакуумной системе с помощью вакуумного ввода, показанного на рис. 8-15 («грибок»), или иного устройства.

Точность измерения низких давлений зависит как от состояния манометров, так и от состояния коммуникации между манометром и системой. При необходимости иметь длинную коммуникацию ее следует изготовить из стеклянных или металлических трубок, которые можно обезгазить под откачкой нагреванием в пламени газовой горелки. Длина резиновых шлангов в этой коммуникации должна

быть сведена к минимуму, так как газовыделение со стенок резинового шланга может сильно исказить результаты измерений (в особенности при измерении давлений ниже 10^{-3} мм рт. ст.).

Точность измерений остаточного давления насоса зависит от величины натекания через неплотности в арматуре, присоединенной к насосу при этих испытаниях. Если на впуске насоса устанавливается измерительный колпак, к последнему предъявляются жесткие требования по герметичности, поскольку в области остаточного давления быстрота откачки насоса близка к нулю. Перед измерениями желательна длительная откачка колпака для обезгаживания его стенок. С этой точки зрения при измерениях остаточного давления механических насосов лучше, по-видимому, использовать вместо колпака заглушку на входном патрубке насоса с присоединенным к ней манометром. Для примера заметим, что при измерении компрессионным манометром, имевшим в коммуникации резиновый шланг длиной около 1 м, величина остаточного давления насоса ВН-1, имевшего на входе колпак объемом около 10 л, была получена равной 8 мм рт. ст. После замены резинового шланга стеклянной трубкой и колпака заглушкой величина остаточного давления того же насоса была получена равной 2 мм рт. ст.

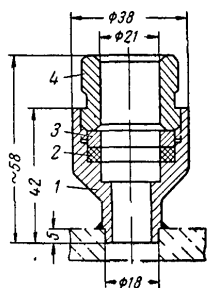


Рис. 8-15 Вакуумный ввод („грибок“).

Выше (см гл. 4) отмечалось, что для механических насосов результаты, полученные до достижения установившейся температуры масла, не могут считаться остаточным давлением. Поскольку в процессе испытаний температура масла часто не измеряется, за остаточное давление принимают обычно то, которое повторяется при трех последовательных измерениях через каждый час работы насоса.

При измерении наибольшего выпускного давления пароструйного насоса (рис. 8-17) манометр располагают как можно ближе к выпускному патрубку насоса. Натекатель для повышения давления на выпуске располагают между манометром и механическим насосом не ближе, чем на расстоянии 200 мм от манометра.

8-2. ИЗМЕРЕНИЕ БЫСТРОТЫ ОТКАЧКИ

Для измерений быстроты откачки S , т. е. объема газа, проходящего через сечение впускного патрубка насоса в единицу времени при неизменном давлении p_v , используется соотношение (2-7)

$$S = \frac{Q'}{p_v},$$

где Q' — производительность насоса, т. е. количество газа, удаляемое насосом в единицу времени при давлении p_v . Выше уже отмечалось, что поток газа Q' может быть измерен в любом сечении системы при условии стационарного режима, давление же p_v должно измеряться в том сечении, в каком нужно определить быстроту откачки.

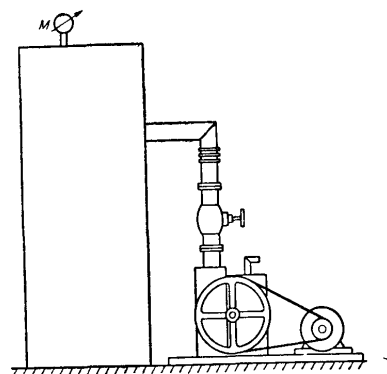


Рис. 8-16 Схема установки для измерения быстроты откачки методом постоянного объема.

Поскольку при измерениях давление p_v поддерживается неизменным, этот метод измерения быстроты откачки получил название метода постоянного давления.

Измерение быстроты откачки механических насосов при высоких давлениях может быть произведено методом постоянного объема (рис. 8-16), когда измеряется не поток газа, а время изменения давления от p_1 до p_2 при

откачке большого сосуда объемом V . В этом случае формула для подсчета быстроты откачки

$$S_3 = \frac{V}{\Delta t} \ln \frac{p_1}{p_2} = 2,3 \frac{V}{\Delta t} \lg \frac{p_1}{p_2} \quad (8-3)$$

выводится аналогично формуле (2-17) для времени откачки и для нее действительно то же ограничение, чтобы быстрота откачки изменялась незначительно (в пределах точности опыта) при изменении давления от p_1 до p_2 ($p_1 > p_2$). Полученное таким образом значение быстроты откачки относят к давлению $\bar{p} = \frac{p_1 + p_2}{2}$. При измерениях

быстроты откачки методом постоянного объема замеряют последовательно давления p_1, p_2, \dots, p_i и т. д. в откачиваемом объеме и отмечают соответствующие моменты времени t_1, t_2, \dots, t_i и т. д., а затем подсчитывают значения быстроты откачки в этих интервалах по приведенной формуле ($\Delta t = t_i - t_{i-1}$). Поскольку откачку начинают обычно с атмосферного давления p_a , то первый подсчет быстроты откачки относится к давлению $\bar{p} = \frac{p_a + p_1}{2}$, т. е.

\bar{p} меньше атмосферного давления. Поскольку за счет сопротивления входных каналов быстрота откачки насоса не может достигнуть геометрической, то проведение кривой зависимости быстроты откачки от давления к значению S_r при 760 мм рт. ст. приводит к появлению излома на этой кривой, о чем уже упоминалось в гл. 4. При необходимости измерить быстроту откачки при атмосферном давлении методом постоянного объема необходимо перед началом измерений повысить давление в откачиваемом объеме выше атмосферного.

Неудобство метода постоянного объема заключается в том, что для точных измерений необходимы довольно крупные объемы V . Например, для насоса ВН-6 (быстрота откачки ~ 120 л/сек) в предположении, что наименьший допустимый промежуток времени между замерах $\Delta t_{\text{мин}} = 10$ сек, величина объема V , в котором давление будет уменьшаться за время $\Delta t_{\text{мин}}$ в 2 раза, должна быть взята

$$V = \frac{S_3 \Delta t_{\text{мин}}}{2,3 \lg 2} = \frac{120 \cdot 10}{2,3 \cdot 0,3010} \approx 1700 \text{ л.}$$

Однако и при таком большом объеме между давлениями 760 и 760/2=380 мм рт. ст. будет получена только одна экспериментальная точка.

Как указывалось в гл. 4, при высоких давлениях на входе насос работает недолго и поток газа часто дросселируется, так что быстрота откачки при высоких давлениях обычно мало интересна. Следует заметить, что для практических целей предположение о постоянстве быстроты откачки механических насосов с масляным уплотнением в области высоких давлений оказывается вполне точным, так что обычно достаточно измерить их быстроту откачки от остаточного давления примерно до 5 мм рт. ст., а при более высоких давлениях считать быстроту откачки уже постоянной.

При малых давлениях, когда начинает сказываться влияние газоотделения со стенок объема, формула (8-3) не дает точных результатов и для измерения быстроты откачки пользуются методом постоянного давления, описанным в начале параграфа.

Метод постоянного давления может быть использован во всем диапазоне давлений, с которым имеет дело вакуумная техника, однако для измерения потока газа Q' , который может составлять величину от тысяч л·мм рт. ст./сек (механические насосы при высоких давлениях) до долей л·мм рт. ст./сек (высоковакуумные насосы при малых давлениях), приходится пользоваться самой разнообразной измерительной аппаратурой.

Способы измерения больших газовых потоков с помощью диафрагм и сопел подробно разработаны и описаны [Л. 26 и 27]. Эти способы применяются для измерения быстроты откачки насосов низкого и среднего вакуума при давлениях выше 1 мм рт. ст., т. е. в мало интересующей нас области давлений.

Ниже излагается методика измерения быстроты откачки, получившая наибольшее распространение в отечественной практике.

На рис. 8-17 показана схема установки для проведения испытаний пароструйного насоса. На впуске насоса 6 установлен измерительный колпак 3 с присоединенным к нему накателем 2 любой конструкции. Накателем с помощью резинового шланга соединен с устройством (на рис. 8-17 — с бюреткой 1) для измерения потока газа. К колпаку присоединены ионизационные 4 и термопарные 5 манометры для измерения давлений. Термопарный манометр 8 и нате-

катель 9 используются при измерении наибольшего выпускного давления. Трубопровод 7 соединяет пароструйный насос с насосом предварительного разрежения 10.

Измерительный колпак (рис. 8-18) имеет то же сечение, что и впускное отверстие насоса. В нем имеются рассеивающие диски для предотвращения образования нерассеянной струи газа из натекателя в насос. Рассеивающие диски

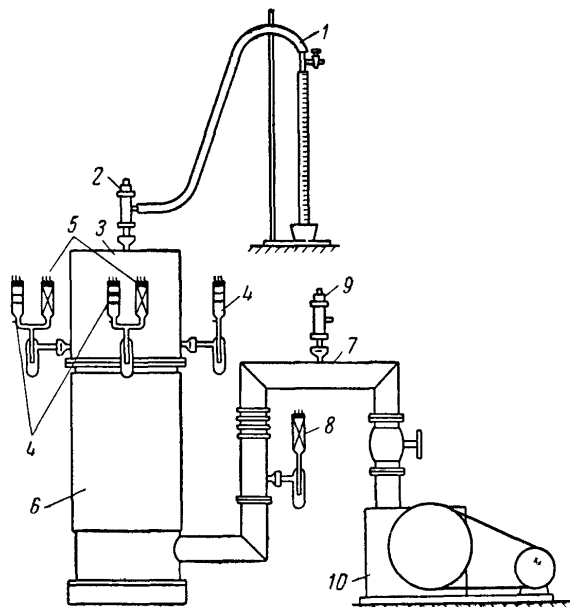


Рис. 8-17. Схема установки для проведения испытаний пароструйных насосов.

устанавливаются на расстоянии 40 мм друг от друга; верхний диск находится на расстоянии $0,1D$ от отверстия ввода натекателя, нижний — на расстоянии $0,6D$ от впускного отверстия насоса, где D — диаметр впускного отверстия насоса и колпака. Диаметр дисков берется равным $D-10$ мм. Отверстия диаметром 5 мм высверливаются в обоих дисках по квадратной сетке 15×15 мм, смещенной для второго диска на половину диагонали квадрата;

в центре верхнего диска оставляется сплошной участок диаметром $0,2D$. Диски изготавливаются из металла (алюминий, дюраль, сталь, латунь) толщиной 2—3 мм.

Для колпаков диаметром менее 70 мм вместо дисков

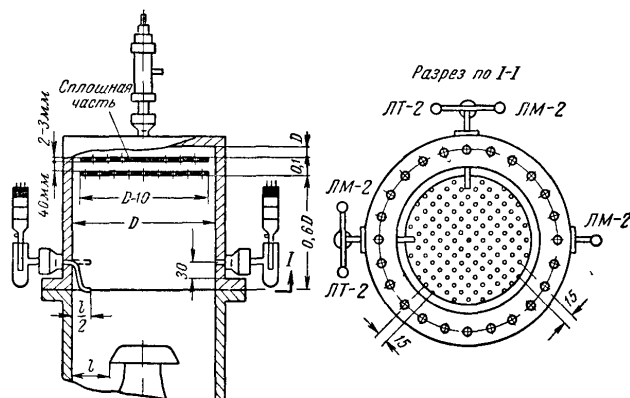
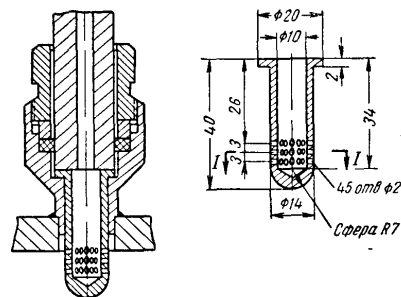


Рис. 8-18. Схема измерительного колпака.



Разрез по II

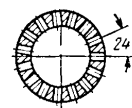


Рис. 8-19. Рассеивающий колпачок.

можно установить рассеивающий колпачок (рис. 8-19) в вакуумном вводе для натекателя.

При измерении быстроты откачки необходимо, чтобы входные отверстия трубок манометров были расположены в плоскости, параллельной потоку газа (оси колпака). Если входное отверстие манометра расположено навстречу потоку, то в результате повышения давления в манометре получается заниженное значение быстроты откачки. В измерительных колпаках пароструйных насосов устанавливаются заборные трубки манометров, расположенные таким образом, чтобы центры их отверстий находились в плоскости впускного отверстия насоса на расстоянии $\frac{l}{2}$ от стенки, где l — ширина кольцевой щели между стенкой и срезом верхнего сопла.

Если при измерении быстроты откачки пароструйного насоса измерительный колпак необходим для создания рассеянного потока газа, то при измерении быстроты откачки механических насосов с масляным уплотнением измерительный колпак еще компенсирует колебания в давлении на входе, имеющие место вследствие неравномерности всасывания (см. гл. 4). Объем измерительного колпака берется равным двум-трем объемам рабочей камеры насоса; соединение колпака с впускным патрубком насоса производится возможно более коротким трубопроводом, чтобы избежать влияния сопротивления последнего на результаты измерений. Установка рассеивающих дисков производится так же, как и в колпаке пароструйного насоса; заборные трубки манометров не устанавливаются.

Заметим, что предлагаемая Комитетом стандартизации Американского вакуумного общества в качестве международной методика измерения быстроты откачки пароструйных насосов и механических насосов с масляным уплотнением [Л. 28] лишь незначительно отличается от методики, используемой в СССР. Так, при измерении быстроты откачки пароструйных насосов заборные трубки манометров по методике, предлагаемой Обществом, не предусмотрены и, наоборот, при измерении быстроты откачки механических насосов с масляным уплотнением по методике, предлагаемой Обществом, предусматривается постановка заборной трубки манометра, располагаемой горизонтально на высоте D от фланца насоса и входящей в колпак на $D/3$, где D — диаметр измерительного колпака.

В области давлений от нескольких миллиметров ртут-

ного столба и ниже измерение потока газа при определении быстроты откачки как средневакуумных, так и высоковакуумных насосов производится чаще всего с помощью измерительной бюретки, схема которой приведена на рис. 8-20. Резиновый соединительный шланг надевается одним концом на бюретку, другим — на трубку натекателя. Шланг рекомендуется изготавливать из вакуумной резины сорта 7889 (ТУ МХП № 1472-54) (табл. 8-1). У верхнего конца бюретки припаивается соединительный прямой кран с внутренним диаметром трубки 4—6 мм, соединяющий бюретку и натекатель с атмосферой в перерывах между измерениями. Нижний открытый конец бюретки погружен в стакан с маслом. При измерениях быстроты откачки пароструйных насосов масло рекомендуется брать того же сорта, что и в насосе; при этом не будет вреда в случае попадания некоторого количества масла из бюретки в насос.

При измерениях нужно давление p_v в измерительном колпаке устанавливается с помощью натекателя в то время, когда кран на бюретке соединяет ее с атмосферой и масло в бюретке находится в нижнем положении. После закрытия крана, когда масло в бюретке начинает подниматься, замеряют время τ поднятия масла на h делений бюретки. Поскольку высота поднятия масла в бюретке не превышает 400—500 мм масл. ст., то давление в объеме от бюретки до натекателя изменяется всего лишь на 30—40 мм рт. ст., т. е. незначительно по сравнению с первоначальным атмосферным давлением. Поэтому изменения давления на входе насоса в процессе измерения практически не наблюдаются. Кроме того, поскольку объем масла в стакане значительно больше, чем объем столба масла в бюретке, понижением уровня масла в стакане при измерениях можно пренебречь.

Для удобства графического построения зависимости быстроты откачки от давления рекомендуется производить измерения при значениях примерно 1,2; 2; 3; 5; 8 в каждом порядке давления.

Таблица 8-1
Размеры резиновых вакуумных шлангов

Внутренний диаметр трубки, мм	Толщина стенки, мм
3-0,2	3+0,5
6-0,3	6±1,0
9-0,5	9±1,0
12-0,5	12±1,5
15-0,5	15±2,0
30-1	30±3,0

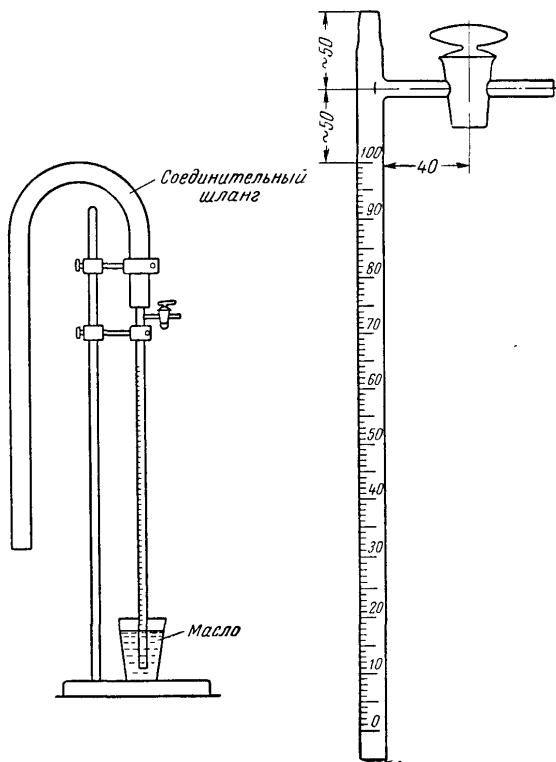


Рис. 8-20. Измерительная бюретка.

Пусть

- p_0 — барометрическое давление атмосферы, мм рт.ст.;
- V_0 — начальный объем бюретки и шланга до натекателя, л;
- Δp — давление, создаваемое столбом масла, поднявшимся за время τ , мм рт.ст.;
- ΔV — объем столба масла, поднявшегося в бюретке за время τ , л;
- l — высота градуированной части бюретки, мм;
- n — число делений на градуированной части бюретки;
- V_6 — объем градуированной части бюретки, см³;

h — высота поднятия столба масла в бюретке за время τ , деления;

γ_m — удельный вес масла, г/см³;

$\gamma_{рт}$ — удельный вес ртути, г/см³;

$\Delta V_1 = \frac{V_6}{n} \cdot 10^{-3}$ — объем деления бюретки, л/деление.

Поскольку при измерениях изменение содержания газа в бюретке $\Delta Q = \Delta(pV_0) = V_0 \Delta p + p_0 \Delta V_0$, а

$$\Delta V_0 = \frac{V_6}{n} h \text{ [см}^3\text{]} = \frac{V_6}{n} h \cdot 10^{-3} \text{ [л]} = \Delta V_1 h \text{ [л]}$$

и $\Delta p = \frac{l}{n} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{рт}} h \text{ [л} \cdot \text{мм рт. ст.]}$, то

$$\Delta Q = \left(V_0 \frac{l}{n} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{рт}} + p_0 \Delta V_1 \right) h = K_6 h \text{ [л} \cdot \text{мм рт. ст.]}, \quad (8-4)$$

где K_6 [л·мм рт. ст./деление] — коэффициент бюретки:

$$K_6 = V_0 \frac{l}{n} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{рт}} + p_0 \Delta V_1 \text{ [л} \cdot \text{мм рт. ст./деление]}, \quad (8-5)$$

и мы получим, что при измерениях с помощью бюретки быстрота откачки должна подсчитываться по формуле

$$S = \frac{Q'}{p_b} = \frac{\Delta Q}{p_b \tau} = \frac{K_6 h}{p_b \tau} \left[\frac{\text{л}}{\text{сек}} \right]. \quad (8-6)$$

В табл. 8-2 приведены рекомендуемые объемы измерительных бюреток в зависимости от измеряемого потока газа.

Таблица 8-2

Рекомендуемые объемы измерительных бюреток (ГОСТ 1770-51) в зависимости от измеряемого потока газа

Поток газа, л·мм рт. ст./сек	Наименование бюретки	Объем, мл	Цена деления, мл
До 0,02	Пипетка измерительная прямая	2	0,02
„ 0,05	Пипетка измерительная утолщенная	5	0,05
„ 0,15	То же	10	0,1
„ 0,5	Бюретка обыкновенная (Мора) без крана	50	0,1
„ 1,0	То же	100	0,1

Определим коэффициент бюретки, имеющей следующие данные: $V_0 = 115 \text{ см}^3 = 0,115 \text{ л}$; $l = 473 \text{ мм}$; $n = 495$ делений; $\Delta V_1 = 0,1 \text{ см}^3 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ л}$; $\gamma_m / \gamma_{рт} = 0,8 / 13,6 = 0,0587$; $p_6 = 750 \text{ мм рт. ст.}$ (среднее годовое для Москвы).

Тогда из (8-5)

$$K_6 = V_0 \frac{l}{n} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{рт}} + p_6 \Delta V_1 = \frac{0,115 \cdot 473 \cdot 0,0587}{495} + 750 \cdot 10^{-4} = 81,4 \cdot 10^{-3} \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{деление.}$$

При ответственных измерениях необходимо каждый раз перед измерениями рассчитывать коэффициент бюретки с учетом фактического барометрического давления.

Если предположить, что наименьшее допустимое время замера составляет $\tau_{\text{мин}} = 5 \text{ сек}$, то для измерения быстроты откачки механического насоса ВН-6 (быстрота откачки 120 л/сек) при давлении, например, 3 мм рт. ст. необходимо иметь бюретку с коэффициентом [из (8-6)]

$$K_6 = \frac{S p_6 \tau_{\text{мин}}}{h} = \frac{120 \cdot 3 \cdot 5}{495} \approx 3,6 \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{деление,}$$

т. е. значительно большим, чем было получено в предыдущем расчете.

Для увеличения коэффициента бюретки наиболее удобно прибегнуть к увеличению объема V_0 , вводя между бюреткой и накателем дополнительный объем. В нашем случае из условия $K_6 = 3,6 \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{деление}$ величина начального объема бюретки должна быть

$$V_0 = \frac{K_6 - p_6 \Delta V_1}{\frac{l}{n} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{рт}}} = \frac{3,6 - 750 \cdot 10^{-4}}{\frac{473}{495} \cdot 0,0587} \approx 63 \text{ л.}$$

При достаточно большом дополнительном объеме V_0 изменение его величины (ΔV_0) вследствие поднятия столба масла в бюретке [соответствует второму слагаемому в соотношении (8-4)] очень невелико и $\Delta Q = V_0 \Delta p + p_6 \Delta V_0 \approx V_0 \Delta p$, т. е. бюретка в этом случае используется как манометр для измерения уменьшения давления в объеме V_0 и может быть заменена U-образным масляным манометром.

Относительная ошибка может быть определена [Л. 29] при измерении быстроты откачки методом постоянного давления как

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{\Delta Q'}{Q'} + \frac{\Delta p_6}{p_6}, \quad (8-7)$$

где знаком Δ обозначена абсолютная ошибка.

В случае бюретки относительная ошибка измерения получается в виде

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{\Delta K_6}{K_6} + \frac{\Delta h}{h} + \frac{\Delta p_6}{p_6} + \frac{\Delta \tau}{\tau}. \quad (8-8)$$

Ошибка в определении K_6 сводится к ошибке ΔV_0 в определении начального объема, так как ошибки в определении остальных величин, входящих в K_6 [см. (8-5)], бывают значительно меньше. Если считать $\tau_{\text{мин}} = 5 \text{ сек}$;

$$\Delta \tau = 0,4 \text{ сек} (\pm 0,2 \text{ сек}); \frac{\Delta \tau}{\tau} = 0,08; \frac{\Delta K_6}{K_6} = 0,03; \frac{\Delta h}{h} = 0,01;$$

$$\frac{\Delta p_6}{p_6} = 0,03 \text{ (при измерениях компрессионным манометром)}$$

в области давлений $5-10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$, то $\frac{\Delta S}{S} = 0,15$ ($\pm 7,5\%$) и уменьшается с увеличением времени замера τ .

При измерениях быстроты откачки не по воздуху, а по какому-либо другому газу, следует применять закрытую измерительную бюретку, схема которой показана на рис. 8-21.

После присоединения шланга 10 закрытой бюретки к накателю на измерительном колпаке насоса следует при закрытых вентиле 6 и кране 8 и открытом кране 3 откачать бюретку механическим насосом через кран 9 для обезгаживания и проверки герметичности трансформатором Тэсла; после обезгаживания закрыть кран 9 и через вентиль 6 заполнить бюретку газом, вновь повторить откачку и заполнить бюретку газом, затем осторожно открыть кран 8 и отрегулировать вентилем 6 подачу газа из газгольдера так, чтобы газ в процессе измерений слегка барботировал через промывалку 7. При измерениях быстроты откачки по водороду следует учитывать его взрывоопасность.

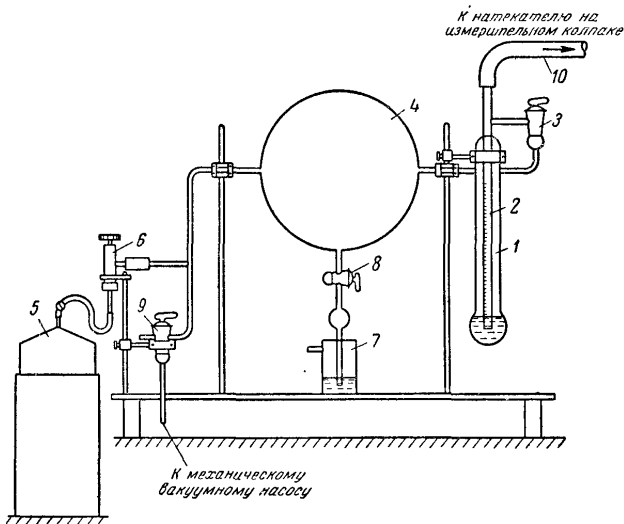


Рис. 8-21. Схема закрытой измерительной бюретки.

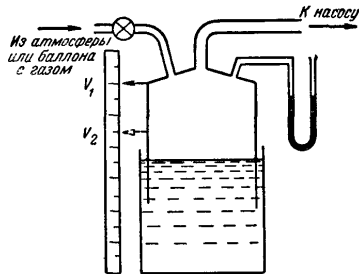


Рис. 8-22. Схема устройства для измерения количества поступающего в насос газа с помощью газгольдера.

При открытом кране 3 газ поступает в насос помимо бюретки; при этом с помощью нагнетателя в измерительном колпаке устанавливается нужное давление $p_в$. Подъем масла в бюретке осуществляется закрытием крана 3.

На рис. 8-22 показана схема устройства для измерения количества газа Q , входящего в насос за время τ , с по-

мощью газгольдера, объем которого в процессе измерения должен уменьшаться так, чтобы давление $p_в$ в нем, контролируемое U-образным манометром, оставалось неизменным. На рис. 8-23 [Л. 9] показана аналогичная схема для определения Q за время τ с помощью калиброванного капилляра. Здесь после закрытия крана 2 запирающая

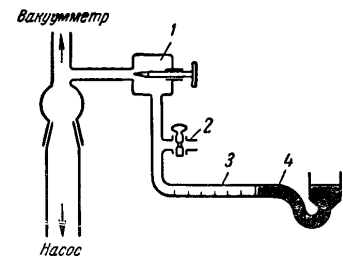


Рис. 8-23. Схема устройства для измерения количества поступающего в насос газа с помощью калиброванного капилляра. 1 — нагнетатель, 2 — кран, 3 — калиброванный капилляр, 4 — запирающая жидкость.

жидкость перемещается в капилляре и изменяет объем, занятый воздухом. Как в случае газгольдера, так и в случае капилляра

$$Q = p_в \Delta V \text{ и } Q' = \frac{p_в \Delta V}{\tau} \left[\frac{\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.}}{\text{сек}} \right], \quad (8-9)$$

где $p_в$ — барометрическое давление, мм рт. ст.; $\Delta V = V_1 - V_2$ — изменение объема, занятого воздухом в газгольдере или капилляре, л.

С помощью калиброванного капилляра можно измерять только небольшие потоки газа. Газгольдер неудобен тем, что давление в нем трудно поддерживать постоянным, так как по мере уменьшения его объема вес непогруженных частей уменьшается.

На рис. 8-24 показана схема устройства для определения потока газа по перепаду давлений на капилляре с известными диаметром d и длиной l по формуле

$$Q' = U(p_1 - p_2) \text{ [см. (2-3)],}$$

где U — пропускная способность капилляра, определяемая по формуле (2-68). Для получения более точных результатов необходимо поддерживать среднее давление в капилляре таким, чтобы режим течения газа по всей длине капилляра был заведомо или вязкостным, или молекулярным, что достигается с помощью натекателя 2, установленного перед капилляром. Если режим течения газа изменяется

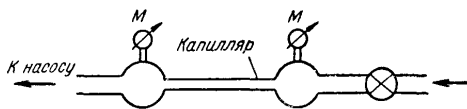


Рис. 8-24. Схема устройства для определения потока газа по перепаду давлений на капилляре.

ляра был заведомо или вязкостным, или молекулярным, что достигается с помощью натекателя 2, установленного перед капилляром. Если режим течения газа изменяется

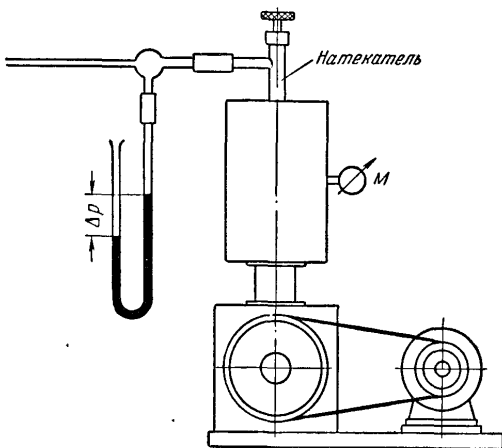


Рис. 8-25. Градуировка капилляра.

по длине капилляра, то лучше прибегнуть к его градуировке, т. е. определить значение потока газа Q' в зависимости от перепада давлений на концах капилляра опытным путем.

Описываемым способом можно пользоваться как при измерении очень малых газовых потоков, когда подъем

248

масла в бюретке занимает очень длительное время, так и при измерении больших потоков газа, если нет бюретки с подходящим коэффициентом K_6 . В последнем случае воздух обычно поступает в капилляр непосредственно из атмосферы, режим течения изменяется по длине и необходима градуировка капилляра. На рис. 8-25 показана схема

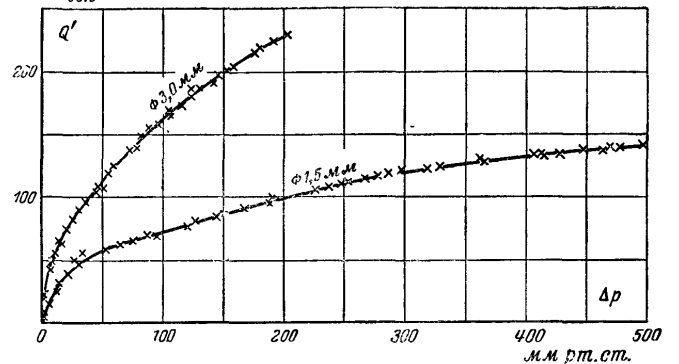


Рис. 8-26. Зависимость потока воздуха через капилляры длиной 900 мм с внутренними диаметрами 1,5 и 3 мм от перепада давлений на их концах.

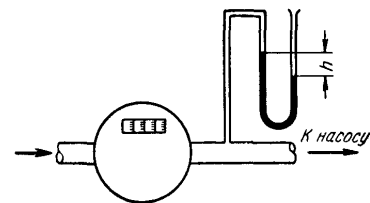


Рис. 8-27. Измерение потока газа с помощью газового счетчика.

градуировки с помощью механического насоса с известной быстротой откачки S ($Q' = Sp_B$); на рис. 8-26 показаны зависимости потока воздуха Q' через стеклянные капилляры длиной ~ 900 мм с внутренними диаметрами 1,5 и 3 мм от перепада давлений Δp на концах.

247

В качестве потокомера можно воспользоваться газовым счетчиком (схема на рис. 8-27). При этом

$$Q' = \frac{\Delta V}{\tau} \cdot \frac{p_0 + p_{\text{вых}}}{2} \left[\frac{\text{л} \cdot \text{мм рт.ст.}}{\text{сек}} \right], \quad (8-10)$$

где ΔV — показания счетчика за время τ , л;
 τ — время измерения, сек;
 p_0 — барометрическое давление, мм рт.ст.;
 $p_{\text{вых}}$ — давление на выходе из счетчика по U-образному манометру, мм рт.ст.

8-3. ИЗМЕРЕНИЕ МОЩНОСТИ

При измерениях мощности трехфазного тока необходимо учитывать $\cos \varphi$ двигателя, величина которого меняется с изменением нагрузки на двигатель, что имеет место

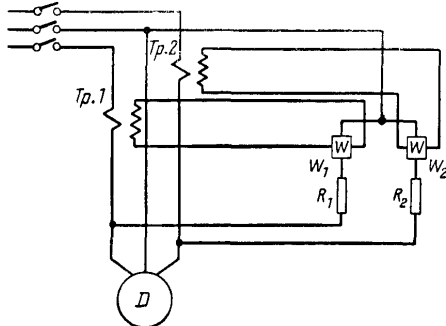


Рис. 8-25 Схема двух ваттметров.
 W — ваттметры, Tr — трансформаторы тока;
 R — добавочные сопротивления.

в механических вакуумных насосах при изменении давления на входе.

Для практики обычно достаточно определить мощность, потребляемую двигателем насоса, по схеме двух ваттметров [Л. 30], показанной на рис. 8-28. При этом

$$W_{\text{дв}} = K(\alpha_1 + \alpha_2) [\text{вт}], \quad (8-11)$$

где α_1 и α_2 — показания ваттметров в делениях шкалы;
 K — коэффициент схемы, вт/деление ;

$$K = K_n K_I \frac{R_n + R}{R_n}. \quad (8-12)$$

Здесь K_n — цена деления прибора, вт/деление ;
 R_n — сопротивление обмотки напряжения;
 R — добавочное сопротивление;
 K_I — коэффициент трансформатора тока, причем

$$K_n = \frac{I_{\text{п.макс}} U_{\text{п.макс}}}{n} [\text{вт/деление}], \quad (8-13)$$

где $I_{\text{п.макс}}$ — наибольший допустимый ток в обмотке тока ваттметра, а;
 $U_{\text{п.макс}}$ — наибольшее допустимое напряжение на обмотке напряжения ваттметра, в;
 n — число делений шкалы ваттметра;

$$K_I = \frac{I_1}{I_2}, \quad (8-14)$$

где I_1 и I_2 — токи в первичной и вторичной обмотках трансформатора.

Например, если для измерений используется ваттметр АСТД ($I_{\text{п.макс}} = 5 \text{ а}$; $R_n = 5000 \text{ ом}$; $U_{\text{п.макс}} = 150 \text{ в}$; $n = 150$ делений) и если междуфазное напряжение составляет 220 в, а ток в фазе составляет 7 а, то, взяв $K_I = 2$ ($\frac{I_1}{I_2} = \frac{7}{5} = 1,4 < 2$) и $R = 5000 \text{ ом}$, получим:

$$K = K_n K_I \frac{R_n + R}{R_n} = \frac{5 \cdot 150}{150} \cdot 2 \cdot \frac{5000 + 5000}{5000} = 5 \cdot 2 \cdot 2 = 20,$$

т. е. одно деление прибора соответствует 20 вт, вся же шкала прибора соответствует 3000 вт.

По формуле

$$\text{tg } \varphi = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \sqrt{3} \quad (8-15)$$

находится угол φ и затем определяется $\cos \varphi$.

Для определения мощности, потребляемой непосредственно насосом, пользуются приведенной выше формулой (4-33)

$$W = W_{дв} \eta_{дв} \eta_{пер},$$

где $\eta_{дв}$ — к. п. д. двигателя;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи. Там же было указано, что для клиноременной передачи обычно принимают $\eta_{пер} = 0,8$.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ВАКУУМНЫЕ СИСТЕМЫ

9-1. ПРЕДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Наиболее важной характеристикой вакуумной системы является предельное давление $p_{мин}$, т. е. то наименьшее давление, которое может быть достигнуто в ней при данных условиях работы. Предельное давление определяется соотношением между суммарным поступлением газов и паров в систему и производительностью откачного оборудования. Для простоты будем говорить только об откачиваемых газах, хотя в них могут содержаться и пары.

Рассмотрим откачку некоторого сосуда насосом с быстротой откачки S . Обозначим через $Q'_Σ$ суммарное поступление газов вследствие натекания $Q'_{натек}$ через неплотности и газоотделения $Q'_{газоотдел}$ как из вещества, находящегося в сосуде, так и со стенок сосуда, т. е.

$$Q'_Σ = Q'_{натек} + Q'_{газоотдел}. \quad (9-1)$$

Если $S_э$ — эффективная быстрота откачки сосуда, то в соответствии с (2-1) предельное давление определяется как

$$p_{мин} = \frac{Q'_Σ}{S_э}. \quad (9-2)$$

Наименьшее давление $p_{мин.н}$, устанавливающееся в сечении впускного патрубка насоса, определяется в виде

$$p_{мин.н} = \frac{Q'_Σ}{S}, \quad (9-3)$$

где S — быстрота откачки насоса при давлении $p_{мин.н}$. Используя (2-12), нетрудно получить

$$p_{мин} = \frac{Q'_Σ}{U} + p_{мин.н}, \quad (9-4)$$

где U — пропускная способность коммуникации между откачиваемым сосудом и насосом.

Таким образом, при данных натекании и газоотделении предельное давление зависит от быстроты откачки насоса и пропускной способности коммуникации и не зависит от величины откачиваемого сосуда. Последнее утверждение справедливо, конечно, только в том случае, если величина $Q'_Σ$ не зависит от величины сосуда.

Если натекание и газоотделение отсутствуют ($Q'_Σ = 0$), то во всей системе устанавливается одинаковое давление, равное остаточному давлению насоса $p_{мин} = p_{мин.н} = p_{ост}$.

9-2. ЭЛЕМЕНТАРНЫЙ РАСЧЕТ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ

При расчете вакуумных систем обычно требуется определить величину эффективной быстроты откачки $S_э$, которая при заданном натекании и газоотделении $Q'_Σ$ обеспечивает нужное предельное давление $p_{мин}$. Из (9-3) следует:

$$S_э = \frac{Q'_Σ}{p_{мин}}. \quad (9-3')$$

Поскольку коммуникация между откачиваемым сосудом и насосом обладает определенным сопротивлением $W = \frac{1}{U}$, то необходимая быстрота откачки S насоса определяется соотношением

$$S = \frac{S_э U}{U - S_э} = \frac{S_э}{1 - \frac{S_э}{U}} \quad [\text{см. (2-8)}].$$

Значение пропускной способности коммуникации в зависимости от ее размеров можно получить по данным, приведенным в гл. 2. Кроме того, в приложении приведены данные по пропускной способности круглых трубопроводов диаметром 1—20 см, а также зависимость S_p от S и U .

На рис. 9-1 приведены зависимости производительности насосов Q' от впускного давления, которые удобно

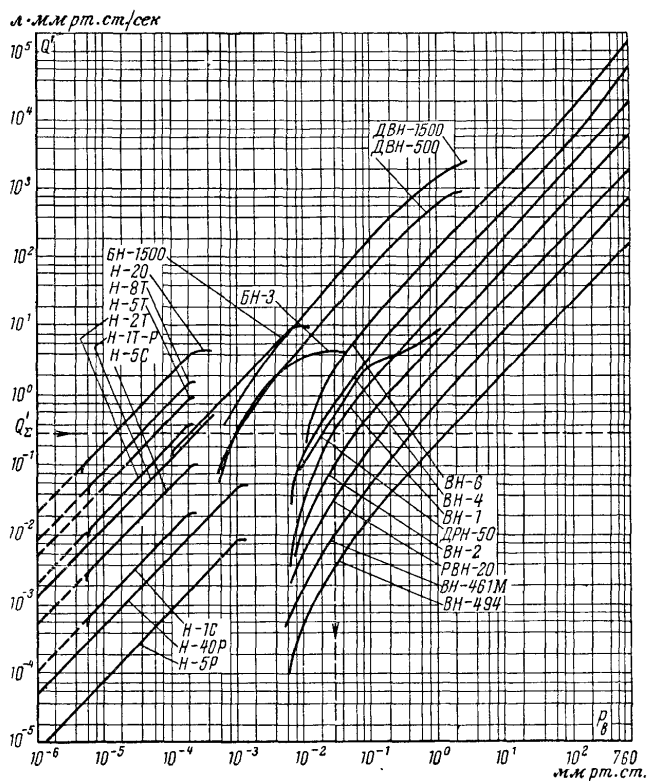


Рис. 9-1. Зависимости производительности насосов от впускного давления.

использовать при выборе оборудования. При суммарном поступлении газов в систему в количестве Q'_s на впуске каждого насоса установится давление, соответствующее точке пересечения горизонтальной линии Q'_s с зависимостью $Q'(p_0)$ для этого насоса. Например, при $Q'_s = 3 \cdot 10^{-1} \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.} / \text{сек}$ (рис. 9-1) на впуске насоса БН-1 установится давление $3 \cdot 10^{-2} \text{ мм рт. ст.}$, на впуске насоса БН-6 — $1,2 \cdot 10^{-2} \text{ мм рт. ст.}$, на впуске насоса БН-3 — $1 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$, на впуске насоса БН-1500 — $2 \cdot 10^{-4} \text{ мм рт. ст.}$, на впуске насоса Н-5Т — $6 \times 10^{-5} \text{ мм рт. ст.}$ и т. п.

Наибольшую трудность при расчете вакуумной системы представляет определение величины $Q'_s = Q'_{\text{натек}} + Q'_{\text{газоотдел}}$.

Натекание в систему при тщательном изготовлении и правильной эксплуатации может быть очень малым и не влиять на величину предельного давления, если, конечно, вакуумируемое вещество не вводится и не выводится из откачиваемого сосуда в процессе откачки. Скорость же газоотделения часто бывает неизвестна, и для определения необходимой быстроты откачки оборудования приходится использовать более или менее достоверные предположения; например, предполагают, что газ, содержащийся в вакуумируемом веществе, выделяется за время процесса равномерно.

Естественно, что при таких расчетах необходимо предусмотреть запас по скорости откачки. Более точные расчеты могут быть проведены лишь при наличии экспериментальных данных по скорости газоотделения.

Выше было замечено, что предельное давление $p_{\text{мин}}$ (9-2) не зависит от величины откачиваемого сосуда, если величина суммарного поступления газов Q'_s не зависит от величины сосуда. Поскольку более крупные сосуды имеют, вообще говоря, более развитые поверхности, большую протяженность сварных швов и разъемных соединений, то натекание и газоотделение в них больше, как правило, чем в малых сосудах. Это обстоятельство совместно с незнанием величины натекания и скорости газоотделения повело к тому, что иногда при конструировании быстрота откачки высоковакуумных насосов выбирается в зависимости от объема откачиваемого сосуда; например, выбирают

быстроту откачки 0,5—5 л/сек на каждый литр объема сосуда. Естественно, что таким методом выбора высоковакуумных насосов можно пользоваться только при наличии определенного опыта изготовления и эксплуатации однотипных вакуумных установок. При этом правильнее, по-видимому, сравнивать не величины объемов установок, а площади внутренних поверхностей, протяженности сварных швов и разъемных соединений и количества вакуумируемого вещества.

При выборе механических насосов в качестве самостоятельных откачных устройств для часто повторяющихся процессов иногда руководствуются временем откачки [см. (2-24)] исходя из того условия, чтобы время откачки до нужного давления было значительно меньше времени процесса.

Из предыдущего очевидно, что какая-либо «норма натекания», т. е. допустимая величина натекания атмосферного воздуха на единицу объема откачиваемого сосуда, не может быть установлена без рассмотрения условий работы вакуумной системы.

Таким образом, при конструировании вакуумной системы следует определить производительность откачного оборудования, необходимую для достижения в системе нужного предельного давления при определенных величинах газоотделения и натекания. Эта задача может быть успешно разрешена лишь при наличии экспериментальных данных по скорости газоотделения и при учете последних достижений как в области насосостроения, так и в области технологии изготовления вакуумной аппаратуры.

В предыдущих рассуждениях под понятием «насос» можно подразумевать первый из последовательно соединенных насосов, например высоковакуумный насос с присоединенным к нему насосом предварительного разрежения. В этом случае последующая ступень откачки выбирается непосредственно по характеристикам предыдущей ступени откачки при условиях работы, когда предыдущая ступень имеет наибольшую производительность. Например, если в качестве первой ступени используется высоковакуумный пароструйный насос Н-5Т ($S=4500$ л/сек в диапазоне давлений $1 \cdot 10^{-5}$ — $2 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст.) и если

$$Q'_2 = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст.}/\text{сек}$$

($p_{в1} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2}}{4500} = 1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст.), то в качестве насо-

са предварительного разрежения можно использовать насос РВН-20 или ВН-2. Действительно, поскольку у насоса Н-5Т наибольшее выпускное давление составляет $1 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст., то, полагая, что давление на впуске насоса предварительного разрежения не должно превышать $p_{в2} = 6 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст., получим необходимую быстроту

$$\text{откачки последнего насоса: } S_2 = \frac{Q'_2}{p_{в2}} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2}}{6 \cdot 10^{-2}} = 0,75 \text{ л/сек}$$

при этом давлении ($6 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст.). Как насос РВН-20, так и насос ВН-2 имеют быстроту откачки больше 0,75 л/сек при этом давлении (см. приложения) и могут быть использованы. Но что произойдет, если давление на впуске насоса Н-5Т повысится до наибольшего рабочего давления $2 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст.? При этом $Q'_2 = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 4500 = 9 \times 10^{-1}$ л·мм рт. ст. и если подсчитать необходимую эффективную быстроту откачки в сечении выпускного патрубка насоса Н-5Т при давлении $1 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст.,

$$\text{то мы получим: } S_{э2} = \frac{Q'_2}{1 \cdot 10^{-1}} = \frac{9 \cdot 10^{-1}}{1 \cdot 10^{-1}} = 9 \text{ л/сек, т. е. насо-}$$

сы РВН-20 и ВН-2 уже не обеспечат нужного выпускного давления и необходимо будет выбрать следующий по быстроте откачки насос ВН-1 ($S \approx 16$ л/сек).

Подсчитаем диаметр коммуникации предварительного разрежения между насосом Н-5Т и механическим насосом ВН-1. Расчет следует вести из условия, что $Q'_2 = 2 \cdot 10^{-4} \times 4500 = 0,9$ л·мм рт. ст./сек. По данным рис. 9-1 находим, что при $Q'_2 = 0,9$ л·мм рт. ст./сек на входе насоса ВН-1 установится давление $p_{в2} = 6 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. и его быстрота откачки при этом давлении будет $S = \frac{Q'_2}{p_{в2}} = 15$ л/сек. Поскольку наибольшее выпускное давление насоса Н-5Т составляет $1 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст., то среднее давление в трубопроводе будет $\bar{p} = \frac{0,1 + 0,06}{2} = 0,08 =$

$= 8 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. Эффективная быстрота откачки в сечении выпускного патрубка насоса Н-5Т должна быть не менее $\frac{0,9}{0,1} = 9$ л/сек. Насос ВН-1 обеспечит такую быстроту откачки при пропускной способности соединительной

коммуникации $U = \frac{S S_2}{S - S_2} = \frac{15 \cdot 9}{15 - 9} = 22,5$ л/сек. Пусть

длина коммуникации задана и равна, например, 2 м. Тогда задача формулируется следующим образом: определить диаметр коммуникации длиной 2 м, которая должна обладать пропускной способностью 22,5 л/сек при среднем давлении в ней $\bar{p} = 8 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. Пропускная способность 1 м должна быть не менее 45 л/сек. По данным приложения XI находим, что это условие удовлетворится при внутреннем радиусе трубы $\frac{d}{2} = 2$ см, и выбираем ближайший больший размер трубопровода (из имеющихся или по сортаменту).

Если этот же насос используется для предварительной откачки объема до включения пароструйного насоса, то необходимо определить время предварительной откачки по формуле (2-24). Если это время велико, то его можно несколько уменьшить, увеличив диаметр трубопровода для увеличения эффективной скорости откачки. Увеличение диаметра трубопровода до размеров, превышающих диаметр впускного отверстия механического насоса, при высоких давлениях ($1 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст. и больше) уже не ведет, как правило, к существенному увеличению эффективной скорости откачки.

При необходимости частой откачки крупного объема от атмосферного давления до 10^{-4} — 10^{-6} мм рт. ст. может оказаться выгодным иметь специальный механический насос для быстрой предварительной откачки. Например, если в объеме $V = 5000$ л необходимо поддерживать давление 10^{-5} — 10^{-6} мм рт. ст. в течение 1 ч (время процесса), а в качестве основного насоса используется Н-5Т с насосом ВН-1 (16 л/сек), то предварительная откачка объема насосом ВН-1 до давления 10^{-1} мм рт. ст. занимала бы время не менее

$$t \geq 2,3 \frac{V}{S} \lg \frac{760}{0,1} = 2,3 \frac{5000}{16} \lg 7600 = 2500 \text{ сек} \approx 40 \text{ мин, т. е.}$$

время предварительной откачки составляло бы $\frac{40}{40+60} =$

$= 40\%$ всего времени работы установки. Если же использовать для предварительной откачки насос ВН-6 ($S \approx 110$ л/сек в диапазоне давлений 760—0,1 мм рт. ст.),

то это время снизится до $t = 2,3 \frac{5000}{110} \lg 7600 = 2,3 \frac{5000}{110} \times$

$\times 3,575 \approx 320 \text{ сек} = 7 \text{ мин, т. е. до } \frac{7}{7+60} = 10\%$ всего

времени работы установки.

256

При применении механических насосов в качестве самостоятельных откачных устройств необходимо стремиться как можно полнее использовать их быстроту откачки, для чего обычно рекомендуется диаметр коммуникации делать не меньше диаметра входного патрубка механического насоса.

Рассмотрим пример расчета вакуумной системы. Пусть в некотором объеме суммарное натекание и газоотделение составляет $Q_{\Sigma} = 1$ л·мм рт. ст./сек, а необходимое для

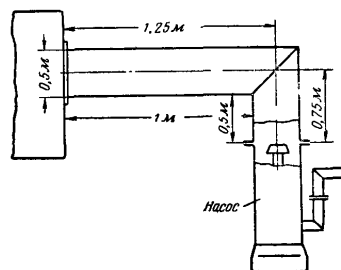


Рис. 9-2. Присоединение пароструйного насоса к откачиваемому объему (к расчету на стр. 257).

работы предельное давление $p_{\text{мин}} = 1 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. (по воздуху). Очевидно, что следует выбрать высоковакуумный пароструйный насос, так как вспомогательный паромасляный насос не обеспечит нужного предельного давления. Необходимую эффективную быстроту откачки подсчитываем по формуле (9-3') как

$$S_9 = \frac{Q_{\Sigma}}{P_{\text{мин}}} = \frac{1,0}{1 \cdot 10^{-4}} = 10000 \text{ л/сек.}$$

Если имеется дополнительное требование, чтобы насосы располагались на некотором расстоянии (например, 1 м) от откачиваемого объема, то при выборе оборудования следует учитывать пропускную способность соединительной коммуникации. Подсчитаем, какую эффективную быстроту откачки можно получить от насоса Н-8Т, присоединенного к откачиваемому объему трубой с внутренним диаметром $d = 500$ мм (диаметр впускного отверстия этого насоса равен 500 мм), осевая длина которой равна 2 м (рис. 9-2).

17 Кузнецов В И

257

Поскольку в трубе имеется колено, то в расчете нужно использовать не осевую длину l , а эффективную (см. гл. 2) длину $l_3 = l + 1,33d = 2 + 1,33 \cdot 0,5 = 2,67$ м.

Так как среднее давление p в трубе будет $\sim 1 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. (или меньше), то $pd \leq 0,1 \cdot 50 = 5$ мм рт. ст. \times см < 15 мм рт. ст. \times см (2-30) и для расчета пропускной способности можно пользоваться формулами для молекулярного течения газов.

По формуле (2-56) пропускная способность цилиндрической трубы по воздуху при 20°C (с учетом пропускной способности входной диафрагмы)

$$U = 3,61KF \sqrt{\frac{T}{V}} = 11,6KF \text{ [л/сек]},$$

где K (множитель Клаузинга) определяется по данным табл. 2-2 в зависимости от $\frac{l}{d/2}$, а $F = \frac{\pi d^2}{4}$ [см²].

Поскольку $\frac{l_3}{d/2} = \frac{2,67}{0,25} = 10,6$, то, интерполируя данные табл. 2-2 для этого значения $\frac{l_3}{d/2}$, получаем $K = 0,1897$; $U_{\text{полн}} = 4300$ л/сек;

$$S_3 = \frac{SU}{S+U} = \frac{8000 \cdot 4300}{8000 + 4300} = 2800 \text{ л/сек.}$$

В табл. 9-1 приведены результаты аналогичных подсчетов эффективной быстроты откачки насосов Н-8Т, Н-5Т, Н-2Т с коммуникациями с осевой длиной 2 м и различными внутренними диаметрами. По этим данным можно выбрать оборудование с учетом эксплуатационных расходов и стоимости оборудования.

Некоторые затруднения при расчете вакуумных коммуникаций вызывает отсутствие надежных данных по пропускной способности вентиля. Для расчета при вязкостном режиме течения можно, по-видимому, заменить ventиль участком трубы с диаметром, равным диаметру условного прохода вентиля, но с длиной, в 2—3 раза большей длины вентиля. При молекулярном режиме течения по данным А. Б. Цейтлина пропускная способность вентиля составляет 6—10% пропускной способности диафрагмы с диаметром, равным диаметру условного прохода вентиля.

Выше отмечалось, что расчет сложных трубопроводов при молекулярном режиме течения, когда пропускная спо-

Таблица 9-1

Эффективная быстрота откачки высоковакуумных насосов при различных диаметрах присоединительной коммуникации с осевой длиной 2 м (рис. 9-2)

Тип насоса	Диаметр впускного отверстия, см	Диаметр коммуникации, см	Пропускная способность коммун. мнжкации ¹ , л/сек	Эффективная быстрота откачки, л/сек
Н-8Т	50	50	4300	2800
		38	2070	1550
		26	760	691
Н-5Т	38	50	3790	2050
		38	2700	1420
		26	760	650
Н-2Т	26	50	2860	1180
		38	1650	915
		26	760	550

¹ Если диаметр коммуникации больше диаметра впускного отверстия насоса, то необходимо учитывать пропускную способность последнего по формуле

$$U_{\text{отв}} = \frac{1,6 F_{\text{отв}}}{1 - \frac{F_{\text{отв}}}{F_{\text{ком}}}} \text{ л/сек} \quad (\text{см } (2-47)),$$

где $F_{\text{отв}}$ — площадь впускного отверстия насоса, см²;
 $F_{\text{ком}}$ — площадь поперечного сечения коммуникации, см²

способность не зависит от давления, трудности не представляет. При вязкостном же и вязкостно-молекулярном режимах течения проектирование вакуумной системы связано с решением довольно сложной зависимости между давлениями в системе, быстротой откачки насоса и геометрическими размерами трубопроводов. Обычно по начальным условиям задачи известными бывают только потоки газов, необходимые давления в сосудах и длины трубопроводов, определению же подлежат производительность откачного оборудования и диаметры трубопроводов. При этом число неизвестных (давления в узлах трубопроводов, диаметры труб и быстрота откачки насоса) больше, чем число уравнений, которые можно составить для их определения, и некоторыми неизвестными величинами необходимо задаваться из разумных соображений с целью приближенного определения быстроты откачки насоса и диаметров трубопроводов, а затем произвести поверочный расчет системы.

Таким образом, задача разбивается на два этапа:
1) приближенный расчет системы для определения бы-
строты откачки насосов и диаметров трубопроводов;

2) уточненный проверочный расчет, который можно вы-
полнить, поскольку производительность откачного оборудо-
вания и размеры трубопроводов определены на первом
этапе.

Целью проверочного расчета является определение дав-
лений в узлах системы. Расчет ведется последовательно по
участкам, начиная от насоса, давление на входе которого
может быть легко определено по (9-3) или данным на
рис. 9-1. Для участка трубопровода при давлениях p_1 и p_2
на концах ($p_1 > p_2$) можно записать для вязкостного режи-
ма течения воздуха при 20° С (2-51):

$$Q' = U(p_1 - p_2) = 2,93 \frac{a^4}{l} \bar{p}(p_1 - p_2) = \\ = 2,93 \frac{a^4}{l} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} (p_1 - p_2) = 1,465 \frac{a^4}{l} (p_1^2 - p_2^2),$$

откуда следует:

$$p_1 = \sqrt{\frac{Q'l}{1,465a^4} + p_2^2}. \quad (9-5)$$

Здесь p_1 и p_2 — давления на концах участка, *мк рт. ст.*
 Q' — поток воздуха, *л·мк рт. ст./сек*;
 l — длина участка, *см*;
 a — радиус трубы на участке, *см*.

Для участка трубопровода при вязкостно-молекулярном
режиме течения воздуха при 20° С (2-68)

$$Q' = U(p_1 - p_2) = \frac{a^3}{l} (2,93a\bar{p} + 97)(p_1 - p_2) = \\ = 1,465 \frac{a^4}{l} (p_1^2 - p_2^2) + 97 \frac{a^3}{l} (p_1 - p_2) = \\ = 1,465 \frac{a^4}{l} p_1^2 + 97 \frac{a^3}{l} p_1 - 1,465 \frac{a^4}{l} p_2^2 - 97 \frac{a^3}{l} p_2,$$

откуда следует:

$$1,465 \frac{a^4}{l} p_1^2 + 97 \frac{a^3}{l} p_1 - \left(Q' + 1,465 \frac{a^4}{l} p_2^2 + 97 \frac{a^3}{l} p_2 \right) = 0.$$

260

Положительное решение этого квадратного уравнения

$$p_1 = \frac{-97 \frac{a^3}{l}}{2 \cdot 1,465 \frac{a^4}{l}} + \\ + \frac{\sqrt{\left(97 \frac{a^3}{l} \right)^2 + 4 \cdot 1,465 \frac{a^4}{l} \left(Q' + 1,465 \frac{a^4}{l} p_2^2 + 97 \frac{a^3}{l} p_2 \right)}}{2 \cdot 1,465 \frac{a^4}{l}} \quad (9-6)$$

представляет собой давление в начале участка.

Для примера проведем расчет централизованной систе-
мы откачки, показанной на рис. 9-3. Пусть поступление
газа из каждого сосуда А, Б и В (это могут быть и паро-

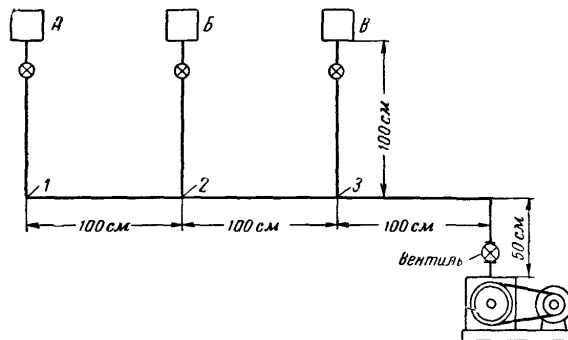


Рис. 9-3. Схема централизованной системы откачки.

струйные насосы) в общий трубопровод составляет
100 л·мк рт. ст./сек. Требуется при указанных на рис. 9-3
длинах участков подобрать механический насос с масля-
ным уплотнением, диаметры труб и вентиля таким обра-
зом, чтобы давление в откачиваемых сосудах не превыша-
ло $p_{мин} = 60$ мк рт. ст.

Этап 1. Суммарное поступление газов на вход насоса составляет
 $Q'_c = 3 \cdot 100$ л·мк рт. ст./сек = 300 л·мк рт. ст./сек. Давление на
входе насоса $p_{мин}$ должно быть меньше 60 мк рт. ст. Задав для
оценки величину $p_{мин} = 40$ мк рт. ст., можно видеть, что быстрога

261

откачки насоса при этом давлении должна быть $S = \frac{Q'_v}{P_{\text{мин.н}}} = \frac{300}{40} = 7,5 \text{ л/сек}$. Нетрудно также видеть, что насос ВН-2 с быстрой откачки $\sim 5 \text{ л/сек}$ не подойдет, так как в этом случае давление $P_{\text{мин.н}} = \frac{300}{5} = 60 \text{ мк рт. ст.}$ Выбираем более крупный насос ВН-1 и по данным рис. 9-1 уточняем, что $P_{\text{мин.н}} = 30 \text{ мк рт. ст.}$

Оценим диаметр основного трубопровода. Предположим, что весь газ поступает в систему из самого удаленного от насоса сосуда А. Теперь нужно задаться давлением в самой удаленной от насоса точке основного трубопровода (точка 1 на рис. 9-3). Поскольку осевая длина общего трубопровода (350 см) в 3,5 раза больше длины трубопроводов, идущих к сосудам (по 100 см), а диаметр последних будет, очевидно, несколько меньше диаметра общего трубопровода, целесообразно для оценки задать, что повышение давления между насосом и сосудом на $60 - 30 = 30 \text{ мк рт. ст.}$ по мере удаления от насоса происходит следующим образом: между насосом и концом основного трубопровода — на 20 мк рт. ст. , в трубопроводе, идущем к сосуду, — на 10 мк рт. ст. По определению (2-3) для нашего случая пропускная способность общего трубопровода должна быть

$$U = \frac{Q'}{P_1 - P_2} = \frac{300}{50 - 30} = 15 \text{ л/сек}$$

при среднем давлении $\bar{p} = \frac{P_1 + P_2}{2} = \frac{50 + 30}{2} = 40 \text{ мк рт. ст.}$ Считая эффективную длину общего трубопровода равной не 350, а 400 см (за счет наличия вентилей и колена), находим пропускную способность 1 м равной $4 \cdot 15 = 60 \text{ л/сек}$. По данным приложения XI находим, что для общего трубопровода подходит труба с внутренним радиусом $a = 2,5 \text{ см}$, у которой пропускная способность 1 м при $\bar{p} = 40 \text{ мк рт. ст.}$ составляет $61,7 \text{ л/сек}$. Для установки у насоса подойдет вентиль Ду-50 мм.

Этап 2. При повзрочном расчете необходимо последовательно определить давления в точках 3, 2 и 1 (см. рис. 9-3), диаметры трубопроводов, идущих к сосудам, и давления в последних. Поскольку диаметр основного трубопровода $d = 5 \text{ см}$, а давление по его длине изменяется от 30 до 50 мк рт. ст., то произведение pd для трубопровода лежит в пределах $pd = 150 \div 250 \text{ мк рт. ст.} \times \text{см}$, т. е. $15 < pd < 500 \text{ мк рт. ст.} \times \text{см}$ [см. (2-3)], и необходимо пользоваться формулой (9-6) для вязкостно-молекулярного режима течения.

А. Участок между насосом и точкой 3. Начальные условия: эффективная длина участка $l_3 = 200 \text{ см}$; $a = 2,5 \text{ см}$; $Q' = 300 \text{ л} \cdot \text{мк рт. ст./сек}$; $P_{\text{мин.н}} = 30 \text{ мк рт. ст.}$ [соответствует P_2 в формуле (9-6)]. По формуле (9-6) для рассматриваемого участка находим, что давление в точке 3 будет $P_3 = 41 \text{ мк рт. ст.}$

Б. Участок трубопровода между точками 3 и 2. Начальные условия: $l = 100 \text{ см}$; $Q' = 200 \text{ л} \cdot \text{мк рт. ст./сек}$; $a = 2,5 \text{ см}$; $P_3 = 41 \text{ мк рт. ст.}$ По формуле (9-6) находим, что давление в точке 2 будет $P_2 = 44 \text{ мк рт. ст.}$

В. Участок трубопровода между точками 2 и 1. Начальные условия: $Q' = 100 \text{ л} \cdot \text{мк рт. ст./сек}$; $P_2 = 44 \text{ мк рт. ст.}$; остальные данные те же, что и для предыдущего участка. По формуле (9-6) находим, что давление в точке 1 будет $P_1 = 46 \text{ мк рт. ст.}$

Трубопроводы, идущие к сосудам, целесообразно выполнить одинаковыми. Наименьший перепад давлений допускается в трубопроводе между сосудом А и точкой 1 и составляет $60 - 46 = 14 \text{ мк рт. ст.}$, однако при расчете для запаса можно принять этот перепад давлений равным 10 мк рт. ст. , как это было принято на этапе 1. Тогда пропускная способность трубопровода должна быть не менее

$$U = \frac{Q'}{P_1 - P_2} = \frac{100}{10} = 10 \text{ л/сек.}$$

Учитывая, что в трубопроводах, идущих к сосудам, имеются вентили, следует принять их эффективную длину равной $\sim 120 \text{ см}$ (а не 100 см), тогда пропускная способность 1 м должна быть $10 \cdot 1,2 = 12 \text{ л/сек}$ при среднем давлении 50 мк рт. ст. По данным приложений XII и XIII можно определить, что внутренний диаметр рассматриваемых трубопроводов лежит около $3,2 \text{ см}$. Вообще говоря, их можно выполнить из той же трубы, что и основной трубопровод, так как разница во внутренних диаметрах невелика (не более 2 см), но при этом можно использовать одинаковые вентили. Заметим, что расчет дает обычно несколько заниженное значение пропускной способности трубопроводов.

Технология изготовления вакуумной аппаратуры подробно рассматривается в работе А. В. Балицкого [Л. 31], методы испытаний вакуумной аппаратуры на герметичность — в работе В. А. Ланиса и Л. Е. Левиной [Л. 32].

ПРИЛОЖЕНИЕ I
Некоторые константы газов

Газ	Молекулярный вес, M	Вес 1 л, z	Средний свободный путь λ , мкм рт. ст., см	Постоянная Сесерланда T, К	Коэффициент преломления при 20° С, n_D^{20} , $n_D^{20} - 1$, $\times 10^{-6}$	Теплопроводность, К·10 ⁻³ при 0° С, ккал/сек см·°К
H ₂	2,016	0,08987	8,81	76	0,88	4,19
N ₂	28,016	1,2507	4,5	112	1,75	0,57
O ₂	32	1,4290	4,82	132	2,03	0,58
Воздух	29	1,2928	4,56	113	1,81	0,576
He	4,003	0,1786	13,32	79	1,96	3,43
Ne	20,183	0,9002	9,4	56	3,10	1,09
Ar	39,944	1,7838	4,73	169	2,22	0,39
Kr	83,7	3,708	3,63	142	2,46	0,21
Xe	131,3	5,845	2,62	252	2,26	0,12
Hg	200,61	—	2,2*	942*	2,28*	0,12
H ₂ O (пар)	18,016	—	2,96*	600*	8,80*	—
CO	28,010	1,2504	4,48	100	1,77	0,53
CO ₂	44,010	0,9768	2,96	273	1,47	0,34
HCl	36,465	1,6392	3,24	360	1,43	—
SO ₂	64,06	2,9267	~2,3	—	~1,3	0,2
Cl ₂	70,914	3,214	~2,2	—	~1,4	0,19
C ₂ H ₅ OH	46,068	—	~1,65	—	—	0,33
NH ₃	17,032	0,7708	~3,4	—	~1,0	0,52

* Вычисленные или экстраполированные значения

ПРИЛОЖЕНИЕ II

Некоторые константы и переводные множители

Число молекул в грамм-молекуле (число Авогадро) равно $6,02 \cdot 10^{23}$.
 Постоянная Больцмана $k=1,381 \cdot 10^{-16}$ эрг/град
 Универсальная газовая постоянная $R=8,315 \cdot 10^7$ эрг/моль·град=
 $=62,3$ л·мм рт. ст./моль·град.
 Объем 1 моля идеального газа при 760 мм рт. ст. и 0° С $v_M=22,412$ л.
 1 атм=760 мм рт. ст.=29,921 дюймов рт. ст.=10,33 м вод. ст.
 1 ат=1 кг/см²=735,56 мм рт. ст.=10 м вод. ст.
 1 мм рт. ст.=1 тор=1 000 мк рт. ст.=1333 дин/см²=13,6 мм вод. ст.
 1 мм вод. ст.=1 кг/м²=0,0735 мм рт. ст.
 1 бар (СССР)=1 дин/см²=0,75 мк рт. ст.
 1 бар (Англия, Германия, США)=10⁶ дин/см².
 1 мк рт. ст.=10⁻³ мм рт. ст.=1,333 дин/см².
 1 фунт/дюйм²=2,036 дюймов рт. ст.=51,715 мм рт. ст.
 % вакуума= $\frac{760-p}{760} \cdot 100$.
 p мм рт. ст.= $\frac{760}{100}(100-\% \text{ вакуума})$.
 1 л/сек=3,6 м³/ч=2,12 куб. футов/мин.
 1 л=61,0 куб. дюймов=0,0353 куб. футов.
 1 см³/сек при атмосферном давлении равен 760 л·мк рт.ст./сек.

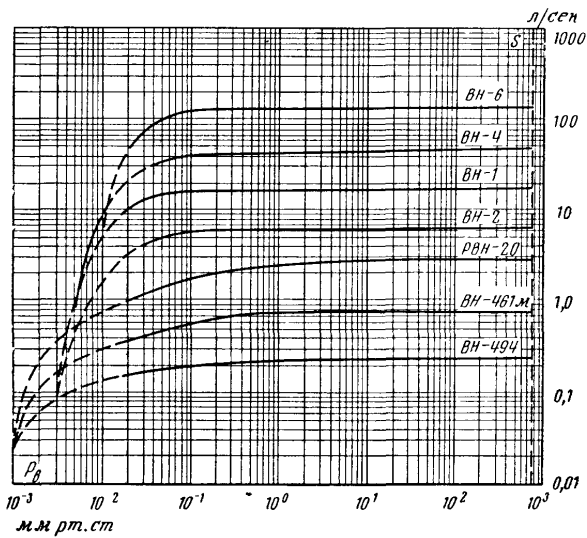
ПРИЛОЖЕНИЕ III
Характеристики отечественных механических насосов с масляным уплотнением

Характеристики	Числовые значения характеристик					
	ВН-494 пластинчатый роторный	ВН-461М пластинчатый с частотостаторный	РН-20 пластинчатый с пластиной в виде горшка	ВН-2	ВН-1	ВН-4 ВН-6 ВН-10 ВН-15 ВН-20
Число ступеней	2	2	2	2	2	1
Геометрическая быстрота откачки, л/сек	0,22	0,862	3,3	7,0	22,5	155
Средняя быстрота откачки в диапазоне давлений 760—1 мм рт. ст., л/сек	0,21	0,78	2,6	5,8	16,5	120
Остаточное давление, мм рт. ст.	A*—0,5·10 ⁻³	A—0,5·10 ⁻³	1·10 ⁻³	3·10 ⁻³	3·10 ⁻³	5·10 ⁻³
Число оборотов ротора насоса в минуту	360	540	450	525	500	360
Количество масла, л:	1,5	2,3	0,5	2,0	3,8	55
а) полное	1,3	1,75	0,25	1,4	2,0	22
б) наименьшее допустимое	—	Воздушное	—	—	—	—
Охлаждение	—	—	—	—	—	—
Расход охлаждающей воды, л/ч	420	670	525	635	925	1 635
Длина, мм	235	294	330	555	620	875
Ширина, мм	325	415	445	475	600	1 420
Высота, мм	36	75	110	180	320	1 050
Вес, кг	0,6	0,6	0,6	1,7	2,8	7
Мощность электродвигателя, кВт	—	—	—	—	—	—
Наименьший соэф двигателя при давлении ниже 0,5 мм рт. ст.	0,23	0,3	—	0,33	0,44	—

Буква перед значением остаточного давления указывает категорию насоса.
 * Марка заливаемого в насосы масла—ВМ-4

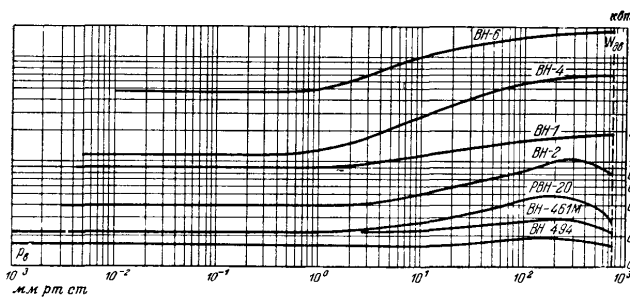
ПРИЛОЖЕНИЕ IV

Зависимости быстроты откачки механических насосов с масляным уплотнением от давления



ПРИЛОЖЕНИЕ V

Зависимости мощности, потребляемой двигателями механических насосов с масляным уплотнением, от давления на входе



ПРИЛОЖЕНИЕ VI

Технические характеристики многопластинчатых низковакуумных насосов

Параметры	Числовые значения параметров			
	РВН-8	РВН-30	РВН-60	РВН-75
Быстрота откачки при атмосферном давлении, л/сек . . .	105	475	940	1 130
Остаточное давление, мм рт. ст.	25	15	15	15
Расход масла, г/ч	150	250	300	350
Расход воды, л/ч	400	950	1 400	1 800
Мощность электродвигателя, квт	14	50	75	100
Число оборотов в минуту . . .	1 500	585	485	485
Габаритные размеры, мм:				
длина	1 330	2 310	3 100	3 320
ширина	600	985	1 090	1 120
высота	900	1 320	1 455	1 500
Общий вес насоса (с электродвигателем и плитой), кг . . .	620	3 375	5 540	8 980

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

Технические характеристики двухроторных насосов

Характеристики	Числовые значения характеристик	
	ДВН-500	ДВН-1500
Марка насоса предварительного разрежения	ВН-4Г	ВН-6Г
Остаточное давление по воздуху, мм рт. ст.	$5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$
Полное остаточное давление, мм рт. ст.	$5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$
Фланец входного патрубка Ду, мм	260	260
Фланец выходного патрубка Ду, мм	100	160
Быстрота откачки в диапазоне входных давлений $10^{-2} \div 1,0$ мм рт. ст., л/сек	500	1 500
Число оборотов в минуту	2 000	2 000
Количество заливаемого масла, л	3,5	4,5
Расход охлаждающей воды, л/ч . .	—	—
Мощность электродвигателя, квт . .	7	10
Габаритные размеры, мм:		
длина	1 080	1 418
ширина	1 125	1 315
высота	935	1 105
Вес, кг	520	870

ПРИЛОЖЕНИЕ VIII
Характеристики отечественных вспомогательных пароструйных насосов

Характеристики	Числовые значения характеристик			
	ВН-3	ВН-1 500	ДРН-10	ДРН-50
Наибольшая быстрота откачки, л/сек	450 при 1·10 ⁻² мм рт. ст. 162	1 500 при 1·10 ⁻² —10 ⁻³ мм рт. ст. 260	10 при 1·10 ⁻² мм рт. ст. 35	30 при 1·10 ⁻¹ мм рт. ст. 50
Внутренний диаметр корпуса, мм	5·10 ⁻⁴	5·10 ⁻⁴	1·10 ⁻⁷ (с жидким азотом)	1·10 ⁻⁷
Остаточное давление, мм рт. ст.	0,3—0,6	1,5	1—1,5	20,0
Наибольшее выпускное давление, мм рт. ст.	Масло Д-1Г	Масло Д-1Г	Ртуть Р-1	Ртуть Р-1
Марка рабочей жидкости	1,5	2,0	0,15	0,25
Количество рабочей жидкости, л	3,5	14	0,6	2,5
Мощность электронагревателя, квт	180	800	50	120
Расход охлаждающей воды, л/ч	33,5	150	7,5	25
Вес, кг	610	1 310	540	875
Высота, мм	413×413	790×560	170×170	280×280
Площадь в плане, мм ²	ВН-1	ВН-4	ВН-494	ВН-461М
Рекомендуемый механический насос				

ПРИЛОЖЕНИЕ IX

Характеристики отечественных высоковакуумных пароструйных насосов

Характеристики	Числовые значения характеристик											
	Н-1С	Н-5С	Н-2Т	Н-5Т	Н-8Т	ЦВЛ-100	Н-5	ММ-40А	ДМН-20	Н-3Р	Н-40Р	Н-1ТР
Быстрота откачки насосом воздуха, л/сек, в диапазоне давлений 1·10 ⁻² —2×10 ⁻⁴ мм рт. ст.	100	500	2 000	4 500	8 000	До 140	500	30—40	20	8—10	45—50	15 ¹⁾
Внутренний диаметр корпуса, мм	86	160	200	380	500	86	162	62	49	35	62	260
Полное остаточное давление (без вымораживания паров масла жидким азотом), мм рт. ст.	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	3·10 ⁻⁶	5·10 ⁻⁶	1·10 ⁻⁷ (с вымораживающей ловушкой)	1·10 ⁻⁷	1·10 ⁻⁷
Наибольшее выпускное давление, мм рт. ст.	0,075	0,075	0,1	0,1	0,1	До 0,2	0,12	0,05—0,1	0,05	0,6	0,9—1,0	0,3

Характеристики	Числовые значения характеристик											
	Н-1С	Н-5С	Н-2Т	Н-5Т	Н-8Т	ЦВЛ-100	Н-5	ММ-40А	ДМН-20	Н-5Р	Н-40Р	Н-1Р
Количество масла Д-1А, заливаемого в насос, мл	50	500	1 000	1 500	4 000	10	500	40	100	20	50	1 000
Мощность электродвигателя, кВт	0,45—0,48	1,0	1,5	2,0	2,8	0,45	1,0	0,45	0,2	0,3	0,45	1,0
Расход охлаждающей воды, л/ч	50	120	200	350	500	50	120	50	Охлаждение воздушное	30	50	300
Высота, мм	335	478	615	776	1 012	410	600	440	310	200	235	729
Площадь в плане, м ²	175×145	325×260	462×371	590×532	779×650	350×130	350×162	115×120	125×130	100×150	125×168	340×500
Вес, кг	5,5	20	41	79	141	6,3	27	6,9	4,2	2,6	3,8	60
Рекомендуемый тип насоса	ВН-461М	ВН-2 РВН-20	ВН-2	ВН-1	ВН-1	ВН-461М	ВН-2 РВН-20	ВН-494	ВН-494	ВН-494	ВН-494	ВН-2

ПРИЛОЖЕНИЕ X
Эксплуатационные характеристики охлаждаемых ловушек к высоковакуумным насосам и агрегатам

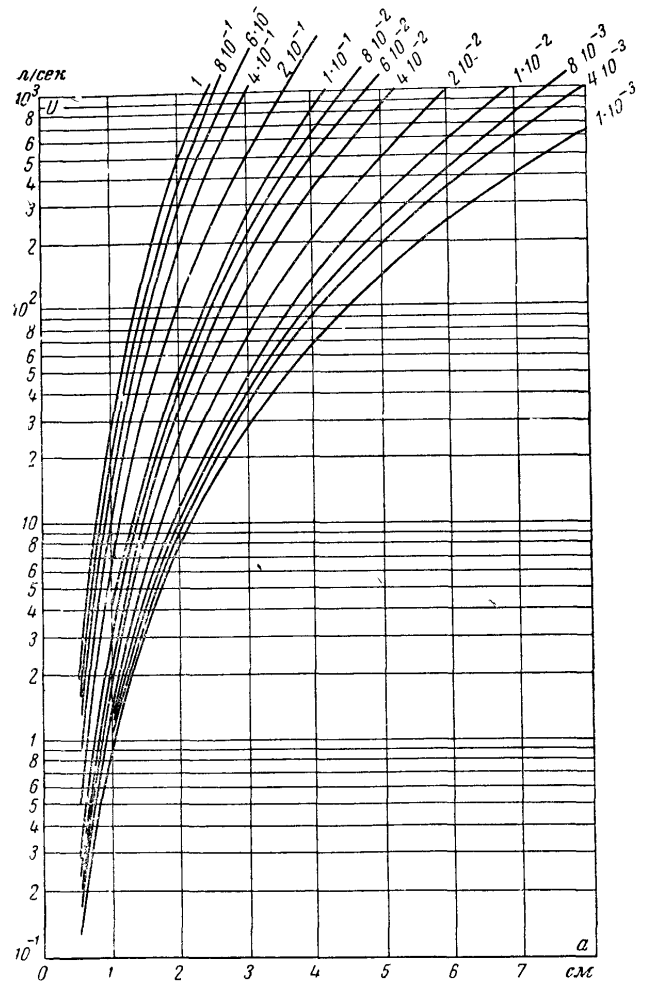
Характеристики	Числовые значения характеристик				
	Ду-85	Ду-160	Ду-260	Ду-380	Ду-500
Пропускная способность, л/сек	133	313	1 460	2 840	6 100
Минимальная температура пластин, °С	-170	-170	-170	-170	-160
Расход жидкого азота:					
а) на предварительное охлаждение, л	0,9	2,5	1,5—2	3,5	4,5—5
б) в установившемся режиме, л/ч	0,12	0,25	0,9—1	0,9—1	1,3—1,5
Время на предварительное охлаждение, ч	0,5	1,5	1,2	1,5	1,5—2
Время действия ловушки без доливки при работе со стандартными сосудами Дьюара, ч	2,5	1	13	12	6—7
Рабочее давление в сосуде Дьюара емкостью 15 л, мм рт.ст.	—	—	85—90	85—90	85—90

Пропускная способность U в зависимости от давления p и радиуса трубы a^*

$a, \text{ см}$	$p, \text{ мм рт. ст.}$													
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10
1	1,84	30,27	151,6	476	1 159	2 480	4 327	7 566						
8·10 ⁻¹	1,59	24,37	121,9	384	931	1 925	3 468	6 065						
6·10 ⁻¹	1,22	18,57	92,3	289	702	1 450	2 627	4 590						
4·10 ⁻¹	0,86	12,69	62,6	194	480	977	1 762	3 050						
2·10 ⁻¹	0,49	6,83	32,9	104	244	501	931	1 559	3 775					
1·10 ⁻¹	0,30	3,90	18,1	54,7	129	263	462	826	1 955	3 245	5 940			
8·10 ⁻²	0,267	3,31	15,14	45,3	106,7	216	376	669	1 588	2 490	4 560			
6·10 ⁻²	0,231	2,73	12,18	35,9	83,9	169	292	515	1 220	1 730	3 140			
4·10 ⁻²	0,195	2,14	9,21	26,4	61,7	121	205	362	855	1 240	2 240	5 500		
2·10 ⁻²	0,158	1,55	6,24	16,2	38,1	73,4	128	213	487	690	1 085	1 692	2 630	
1·10 ⁻²	0,140	1,26	4,76	12,4	26,6	49,9	75,3	137	304	438	618	888	1 454	2 240
8·10 ⁻³	0,136	1,204	4,46	11,5	21,3	45,3	66,6	122,8	268	361	514	751	1 085	1 454
6·10 ⁻³	0,132	1,146	4,16	10,3	22,0	40,4	58,2	107,4	232	312	438	609	888	1 240
4·10 ⁻³	0,128	1,087	3,87	9,64	19,8	35,8	49,6	71,9	194	261	361	509	737	1 071
2·10 ⁻³	0,124	1,029	3,57	8,71	17,5	30,9	41,9	57,7	158	212	285	391	536	756
1·10 ⁻³	0,123	0,999	3,42	8,23	16,3	28,4	36,6	49,5	139	189	249	340	463	633

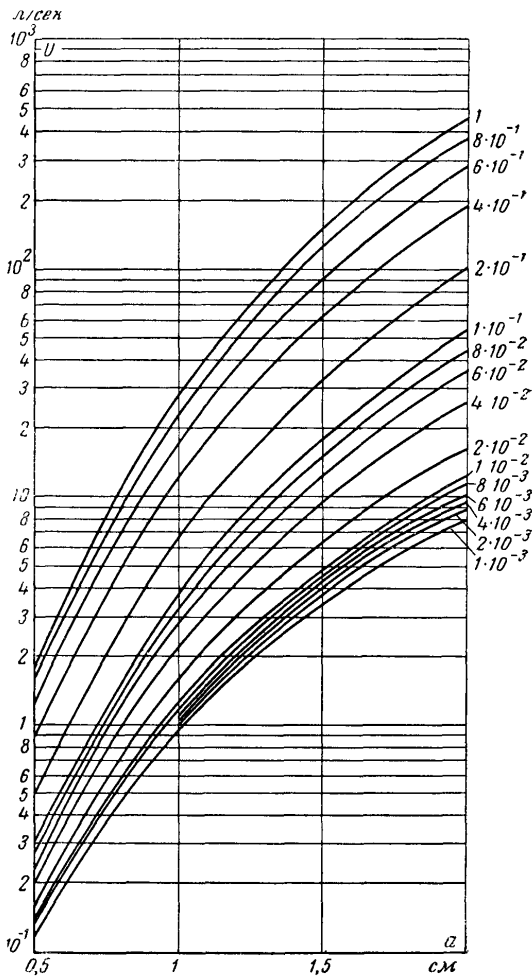
* $U = \frac{a^3}{l} (2,93 a^2 p + 97) \text{ л/сек для } l = 1 \text{ м (по Р. Яккелю)}$

Пропускная способность U трубопровода длиной 1 м в зависимости от его радиуса a при различных давлениях, мм рт. ст (по Р. Яккелю)



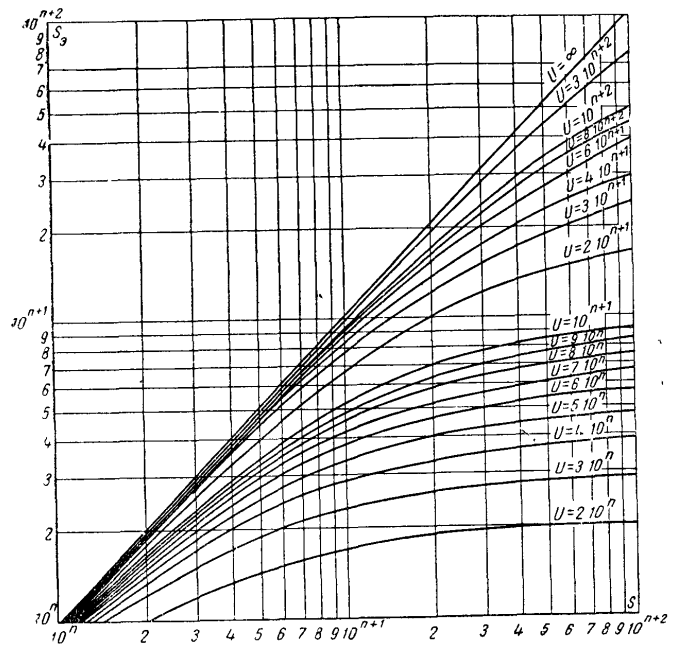
ПРИЛОЖЕНИЕ XIII

Пропускная способность U трубопровода длиной 1 м в зависимости от его радиуса a при различных давлениях мм рт. ст. (по Р. Яккелю)



ПРИЛОЖЕНИЕ XIV

Эффективная быстрота откачки S_e на конце соединительного трубопровода с пропускной способностью U при быстрой откачке насоса S (по Р. Яккелю)



Фланцевые соединения

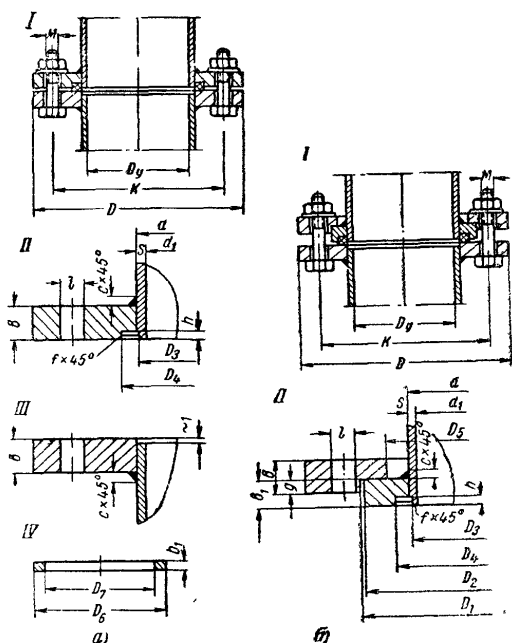
Груба			Фланец приварной и свободный							Коль
Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Толщина стенки	Наружный диаметр	Диаметр болтовой окружности	Толщина фланца	Диаметр отверстия под болт	Диаметр под кольцо	Диаметр расточки	Глубина выточки	Наружный диаметр
a_1	a	s	D	K	b	l	D_1	D_5	g	D_2
10	14	2	46	36	5	5	28,5	20	2	28
15	19	2	54	42	5	6	33,5	25	2	33
20	24	2	60	48	5	6	38,5	30	2	38
25	30	2,5	70	56	6	7	45,5	37	2,5	45
32	37	2,5	78	64	7	7	52,5	44	3	52
40	45	2,5	86	72	8	7	60,5	52	3,5	60
50	56	3	110	90	8	9	75,5	65	3,5	75
70	76	3	126	108	10	9	95,5	85	4	95
83	89	3	148	125	10	11	110,5	100	4	110
86	92	3	150	128	10	11	112,5	102	4	112
102	108	3	163	145	12	11	129	118	5	128
124	130	3	188	166	12	11	151	140	5	150
150	156	3	215	192	12	11	177	166	5	176
160	166	3	225	202	12	11	187	176	5	186
174	180	3	240	216	12	11	201	190	5	200
200	206	3	265	242	14	11	227	216	6	226
225	231	3	298	263	14	13	251	240	6	250
250	256	3	325	295	14	13	277	266	6	276
260	266	3	335	305	14	13	287	276	6	286
275	281	3	350	320	16	13	303	292	7	302
300	306	3	375	345	16	13	327	316	7	326
325	331	3	400	370	16	13	353	342	7	352
350	356	3	425	395	18	13	377	366	8	376
375	381	3	450	420	18	13	403	392	8	402
380	386	3	455	425	18	13	407	396	8	406
400	407	3,5	485	450	20	17	429	418	9	428
450	458	4	538	502	20	17	481	470	9	480
500	508	4	588	552	22	17	531	520	10	530

с резиновой прокладкой

цо	Канавка под уплотнитель					Болты		Сварка	Уплотнитель		
	Тол. на кольце	Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Глубина	Фаска	Количество	Диаметр		Катег. шва	Наружный диаметр	Внутренний диаметр
b_1	D_4	D_3	h	f	M	C	D_6	D_7	h_1		
5	21,5	13,5	2	0,2	4	M 4	2	21	14	3	
5	26,5	18,5	2	0,2	4	M 5	2	26	19	3	
5	31,5	23,5	2	0,2	4	M 5	2	31	24	3	
5	39	29	2,2	0,3	4	M 6	2,5	38	30	3,5	
6	46	36	2,2	0,3	4	M 6	2,5	45	37	3,5	
6	54	44	2,2	0,3	4	M 6	2,5	53	45	3,5	
8	67	54	3,5	0,5	4	M 8	3	66	55	5	
8	57	74	3,5	0,5	4	M 8	3	86	75	5	
8	101	87	3,5	0,5	4	M 10	3	100	88	5	
8	104	90	3,5	0,5	4	M 10	3	103	91	5	
10	120	106	3,5	0,5	4	M 10	3	119	107	5	
10	142	128	3,5	0,5	4	M 10	3	141	129	5	
10	168	154	3,5	0,5	8	M 10	3	167	155	5	
10	178	164	3,5	0,5	8	M 10	3	177	165	5	
10	192	178	3,5	0,5	8	M 10	3	191	179	5	
12	218	204	3,5	0,5	8	M 10	3	217	205	5	
12	243	229	3,5	0,5	8	M 12	3	242	230	5	
12	268	254	3,5	0,5	8	M 12	3	267	255	5	
12	278	264	3,5	0,5	8	M 12	3	277	265	5	
14	293	279	3,5	0,5	8	M 12	3	292	280	5	
14	318	304	3,5	0,5	12	M 12	3	317	305	5	
14	343	329	3,5	0,5	12	M 12	3	342	330	5	
16	368	354	3,5	0,5	12	M 12	3	367	355	5	
16	393	379	3,5	0,5	12	M 12	3	392	380	5	
16	398	384	3,5	0,5	12	M 12	3	397	385	5	
18	421	405	3,5	0,5	12	M 16	3,5	420	406	5	
18	472	456	3,5	1	12	M 16	4	471	457	5	
20	522	506	3,5	1	12	M 16	4	521	507	5	

ПРИЛОЖЕНИЕ XVI

а—простое фланцевое соединение; б—фланцевое соединение с накидным кольцом



ЛИТЕРАТУРА

1. Тимирязев А. К., Кинетическая теория материи, Изд. Московского университета, 1954.
2. Крылов К. И., Физические основы электровакуумной техники, Госэнергоиздат, 1949.
3. Тягунов Г. А., Основы расчета вакуумных систем, Госэнергоиздат, 1948.
4. Королев Б. И., Основы вакуумной техники, Госэнергоиздат, 1958.
5. Сборник «Вакуумное оборудование и вакуумная техника», под ред. А. Гутри и Р. Уокерлинга, Изд. иностранной литературы, 1951.
6. Heinze W., Einführung in die Vacuumtechnik, VEB Verlag Technik, Berlin, 1955.
7. Дэшман С., Научные основы вакуумной техники, Изд. иностранной литературы, 1950.
8. Лоев Л. В., The kinetic theory of gases, New York, 1934.
9. Яккель Р., Получение и измерение вакуума, Изд. иностранной литературы, 1952.
10. Martin R. G., Thompson C. N., A vacuum pre-treatment apparatus for filtering, dehydrating and degassing oil, British Journal of Applied Physics, 1951, № 8.
11. Hockly D. A., Bull C. S., The ultimate vacua of two-stage rotary oil vacuum pumps, Vacuum, 1954, № 1.
12. Пелеев А. И., Эксплуатация вакуум-насосов в мясной и молочной промышленности, Пищепромиздат, 1955.
13. Holland-Merten E. L., Handbuch der Vacuumtechnik, VEB Wilhelm Knapp Verlag, Halle (Saale), 1953.
14. Кац А. М., Расчет, конструирование и испытания воздухоудовок типа Рутса, Машгиз, 1946.
15. Van-Atta C. M., Theory and performance characteristics of a positive displacement rotary compressor as a mechanical vacuum-pump, Nat. Sympos. Vacuum Technol, 1956, 62—70, Trans., London, New York, Paris, Pergamon Press, 1957.
16. Armbruster W., Lorenz A., Das maximale Kompressionsverhältnis und der volumetrische Wirkungsgrad von Vacuum-pumpen nach dem Rootsprinzip, Vacuum-Technik, № 4, Mai, 1958.
17. Noller H. G., Thees R., Feinvacuumpumpen nach dem Roots-Prinzip, VDI Zeitschrift, Mai 14, 1957.
18. Thees R., Roots pumps design and performance features, Vacuum, 1955 (1957), V.
19. Armbruster W., Lorenz A., Die Kombination Roots-pumpe-Wasserringpumpe, Vacuum-Technik, 7, 4, Mai 1958.

20. Becker W., Eine neue Molekularpumpe, *Vakuum-Technik*, 7,7, October 1958.
21. Векшинский С. А., Меньшиков М. И. и Рабинович И. С., Высоковакуумные насосы и агрегаты, *«Электроника»*, 1958, № 12.
22. Хавкин Л. П., Номограмма для расчета компрессионных манометров, *«Заводская лаборатория»*, 1954, № 4.
23. Хавкин Л. П., Об измерении давлений различных газов термометрическим манометром, *«Журнал технической физики»*, АН СССР, 1955, т. XXV, № 4.
24. Хавкин Л. П., Измерение манометром ЛТ-2 давлений воздуха в диапазоне 10^{-3} — 10^{-2} мм рт. ст., *«Приборы и техника эксперимента»*, 1956, № 3.
25. Хавкин Л. П., Радиоактивный ионизационный манометр, *«Приборы и техника эксперимента»*, 1956, № 2.
26. Рубинштейн Я. М., Нормы (правила) измерения расхода жидкостей, газов и пара при помощи дроссельных приборов, *Госэнергоиздат*, 1933.
27. Преображенский В. П., Теплотехнические измерения и приборы, *Госэнергоиздат*, 1953.
28. Dayton V. B., International cooperation on vacuum standards and literature abstracting, Доклад на I Международном Конгрессе по вакуумной технике в Намюре (Бельгия), 1958.
29. Яковлев К. П., Математическая обработка результатов измерений, ГТТИ, 1950.
30. Касаткин А. С., Электрические измерения, *Госэнергоиздат*, 1946.
31. Балицкий А. В., Технология изготовления вакуумной аппаратуры, *Госэнергоиздат*, 1959.
32. Ланис В. А. и Левина Л. Е., Практические основы вакуумных испытаний, *Госэнергоиздат*, 1955.
-