



НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЩЕСТВО
ПРИБОРОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. АКАДЕМИКА С. И. ВАВИЛОВА

А. Б. ЦЕЙТЛИН

ПАРОСТРУЙНЫЕ
ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

ЗАОЧНЫЙ
ИНСТИТУТ
ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ
ИТР

МОСКВА • МАШИНОСТРОЕНИЕ • 1980

Редакционно-методический совет

Н. И. Глотов, А. В. Ерюхин, В. Я. Плисковский, Л. Н. Розанов, Л. Г. Садиков (ответственный за выпуск), Г. Л. Саксаганский (председатель), А. Б. Цейтлин

Рецензент канд. техн. наук В. Я. Плисковский

Цейтлин А. Б.

Пароструйные вакуумные насосы. — М.: Машиностроение, 1980, — 51 с., ил.

В брошюре рассмотрены общие принципы работы пароструйных вакуумных насосов. Даны классификация насосов, их назначение и области применения. Рассмотрены конструкции, принципы действия, основные характеристики эжекторных, бустерных, диффузионных насосов и агрегатов. Приведены зависимости характеристик насосов от режимов их работы и условий эксплуатации. Представлены справочные таблицы о выпускаемых промышленностью насосах и агрегатах. Рекомендована основная литература по рассматриваемым в брошюре вопросам.

Табл. 4, ил. 20, список лит. 12 назв.

Выпущено по заказу института повышения квалификации ИТР ЦП НТО Приборпром им. акад. С. И. Вавилова

ВВЕДЕНИЕ

Пароструйные вакуумные насосы предназначены для получения и поддержания в различных откачиваемых объектах остаточных давлений $10^{-2} - 10^{-13}$ мм рт. ст. ($\sim 1 - 10^{-11}$ Па). Исключительная простота конструкции, малая трудоемкость изготовления, низкая стоимость чрезвычайно высокая надежность работы и практически неограниченный срок службы являются причиной того, что этот один из старейших классов откачного оборудования и по сей день находит наиболее широкое применение в самых разнообразных областях промышленности, техники и научных исследований. Пароструйные вакуумные насосы используются для откачки высоковольтных выпрямителей, электронных микроскопов, масс-спектрометров, напылительных, металлургических, дистилляционных, сушильных, пропиточных установок, в производстве радиоламп, ламп накаливания, электронно-лучевых трубок, генераторных ламп, сверхвысокочастотных приборов, фотозлементов, газоразрядных приборов, в производстве полупроводниковых приборов и во многих других производствах и научных лабораториях.

В брошюре дана классификация, рассмотрены принципы действия, устройство и характеристики различных типов пароструйных вакуумных насосов. Основное внимание уделено анализу принципов действия насосов, зависимости их характеристик от конструктивных факторов, режимов работы и условий эксплуатации. Материал брошюры изложен применительно к отечественным образцам пароструйных вакуумных насосов и рассчитан главным образом на специалистов, занимающихся эксплуатацией пароструйных насосов и проектированием вакуумных установок с их использованием.

І. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПАРОСТРУЙНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

1. ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ ПАРОСТРУЙНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Работа пароструйных вакуумных насосов основана на использовании в качестве откачивающего элемента высокоскоростной паровой струи. В зависимости от области рабочих давлений и принципа действия различают три вида вакуумных пароструйных насосов: *эжекторные* — $760 - 10^{-2}$ мм рт. ст. ($\sim 10^5 - 1$ Па), *бустерные* — $10^{-1} - 10^{-4}$ мм рт. ст. ($\sim 10 - 10^{-2}$ Па) и *диффузионные* — ниже 10^{-4} мм рт. ст. (10^{-2} Па).

Несмотря на различие в диапазонах рабочих давлений, в конструктивном оформлении, в режимах работы и физическом механизме процесса откачки общая принципиальная схема работы насосов одинакова. На рис. 1 приведена упрощенная схема, иллюстрирующая работу насосов с собственным кипятыльником. В кипятыльник насоса заливается рабочая жидкость (вакуумное масло или ртуть). Нагревателем жидкость нагревается в кипятыльнике до рабочей температуры; образующийся при этом пар по паропроводящей трубе поступает к соплу, из которого с большой скоростью истекает в виде расходящейся струи в пространстве рабочей камеры насоса. Откачиваемый газ поступает в рабочую камеру через патрубок, захватывается струей и увлекается ею к охлажденным стенкам рабочей камеры. На стенках камеры пар конденсируется, и конденсат по трубке для стока конденсата возвращается обратно в кипятыльник; газ, сжимаемый струей и увлекаемый к стенкам камеры, выбрасывается через патрубок к насосу предварительного разрежения.

Несколько отличается от приведенной схемы работа *пароводяного эжекторного насоса*, в котором пар готовится не в собственном кипятыльнике насоса, а подается по паровой магистрали из котельной или ТЭЦ. Кроме того, в этих насосах пар не конденсируется на стенках, а либо выбрасывается вместе с газами из

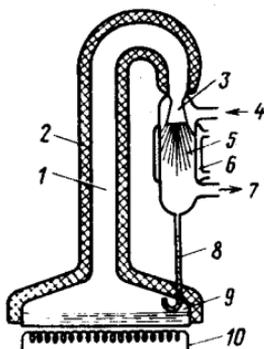


Рис. 1. Принципиальная схема работы вакуумного пароструйного насоса:

1 — пароподводящая труба; 2 — теплоизоляция; 3 — сопло; 4 — вход газа; 5 — рабочая камера насоса; 6 — холодильник; 7 — выход газа; 8 — трубка для стока конденсата в кипятыльник; 9 — нагреватель; 10 — кипятыльник

насоса, либо конденсируется в установленном за насосом конденсаторе. Механизм увлечения газа струей в пароструйном насосе зависит от режима течения откачиваемого газа и режима истечения паровой струи. Вообще говоря, при соответствующем выборе режима работы насоса можно обеспечить его удовлетворительную работу в любой из указанных выше областей давлений.

Так, если создать достаточно большой расход пара через сопло, а также достаточно высокую скорость и плотность струи, то насос может удовлетворительно работать в области высоких впускных давлений $760 - 10^{-2}$ мм рт. ст. ($10^5 - 1$ Па) и при сравнительно большом выпускном давлении. В этом случае в зависимости от расхода пара через сопло режим его истечения из сопла может быть турбулентным или вязкостным. При турбулентном режиме истечения пара увеличение газа струей осуществляется путем турбулентного перемешивания вихреобразно движущихся масс струи с молекулами откачиваемого газа, в процессе которого молекулы газа получают импульсы в направлении движения струи от паровых частиц. Кроме турбулентного захвата имеют место также вязкостный захват молекул газа, обусловленный вязкостным трением граничных слоев струи и прилегающих слоев газа, а также диффузия молекул газа в струю пара. Однако относительная роль второго и третьего факторов в сравнении с турбулентным захватом в этом случае очень мала. По мере же уменьшения расхода пара через сопло все больше возрастает роль вязкостного захвата и уменьшается роль турбулентного. Наконец, при вязкостном режиме увлечение газа осуществляется только вязкостным захватом и частично диффузией. Описанные процессы имеют место в вакуумных эжекторах, причем турбулентные потоки осуществляются обычно в насосах, работающих при относительно высоких давлениях откачиваемого газа (десятки — сотни миллиметров ртутного столба); в насосах, работающих при более низких давлениях газа, имеет место вязкостный режим струи.

Чем ниже давление откачиваемого газа, тем меньшую плотность и расход пара должна иметь струя. При этом в механизме увлечения газа струей наряду с вязкостным захватом все большую роль начинает играть диффузия газа в струю. Такого рода процессы увлечения газа струей, в которых существенную роль наряду с вязкостным захватом играет диффузия, имеют место в вакуумных бустер-насосах.

Наконец, при очень низких давлениях откачиваемого газа [10^{-7} мм рт. ст. и ниже ($\leq 10^{-5}$ Па)], когда длина свободного пути его молекул становится соизмеримой с размерами рабочей камеры насоса, вязкостное трение исчезает и механизм увлечения газа целиком определяется диффузией молекул газа в струю. При этом для осуществления наилучшего откачивающего действия струя должна иметь малую плотность и большую скорость. Тако-

го рода механизм захвата газа имеет место в диффузионных насосах.

Приведенные рассуждения показывают, что применимость вакуумного пароструйного насоса для работы в той или иной области давлений обусловлена главным образом режимом его работы. Однако одним только изменением режима работы нельзя добиться того, чтобы насос работал одинаково эффективно в любой из указанных выше областей давления. Поэтому на практике весь диапазон рабочих давлений от 760 до 10^{-7} мм рт. ст. (10^5 — до 10^{-5} Па) и ниже обеспечивается не одним типом пароструйного насоса, а группой насосов (эжекторным, бустерным, диффузионным), отличающихся друг от друга не только режимом работы, но и конструктивно.

2. ПОНЯТИЕ ОБ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ВАКУУМНЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Вакуумные пароструйные насосы характеризуются основными параметрами: *предельным остаточным давлением, производительностью, быстротой действия и наибольшим выпускным давлением*, а также дополнительным параметром — *коэффициентом полезного действия*.

Предельным остаточным давлением p_0 называется наименьшее остаточное давление, которое может быть создано насосом в герметичной и хорошо обезгаженной вакуумной системе.

Предельное остаточное давление определяется равновесием между количеством газа, удаляемым насосом, и количеством газа, возвращающимся из насоса обратно в систему. Для пароструйных насосов предельное остаточное давление может регламентироваться также упругостью паров рабочей жидкости насоса при температуре стенок откачиваемой системы.

Для количества газов, удаляемых из системы, может быть записано соотношение

$$-V \frac{dp}{dt} = S(p - p_0), \quad (1)$$

где V — объем откачиваемой системы; p — давление, создаваемое в системе в данный момент времени; S — объем газа, удаляемый насосом в единицу времени; p_0 — предельное остаточное давление насоса; t — время.

Приняв, что S не зависит от p , после интегрирования получим

$$S = \frac{V}{t} \ln \frac{p_1 - p_0}{p_2 - p_0},$$

где p_1 — давление в системе в начальный момент времени ($t = 0$);

p_2 — давление в системе в момент времени t .

Отсюда, пренебрегая величиной p_0 в сравнении с p_1 , будем иметь

$$p_2 - p_0 = p_1 e^{-\frac{S}{V} \cdot t} \quad (2)$$

Зависимость $\lg p$ от t будет вначале представлять собой прямую линию, тангенс угла наклона которой к оси абсцисс равен

$$\frac{\Delta \lg (p - p_0)}{\Delta t} = \frac{S}{2,303 V}$$

а затем, по мере приближения p к p_0 кривая будет асимптотически приближаться к оси времени.

Теоретически давление в системе $p = p_0$ может быть достигнуто только через время $t = \infty$. Практически же предельным остаточным давлением насоса считают создаваемое в системе давление, которое не изменяется в процессе последующей длительной откачки более чем на 10%. Обычно для нормально работающего пароструйного насоса с собственным кипятильником предельное остаточное давление достигается через 2 — 3 ч с момента включения нагревателя насоса.

Предельное остаточное давление насоса имеет значение главным образом для диффузионных насосов, которые часто используются специально для создания наинизшего остаточного давления в системе. Что касается эжекторных и бустерных насосов, то для них p_0 не играет существенной роли, так как они предназначены преимущественно для удаления больших количеств газа из откачиваемой системы при относительно высоких давлениях.

Производительностью насоса Q'_H называется количество газа, удаляемого насосом в единицу времени при данном впускном давлении. Производительность измеряется чаще всего в $\text{м}^3 \cdot \text{Па}/\text{с}$, $\text{л} \cdot \text{мм рт. ст.}/\text{с}$, $\text{кг}/\text{ч}$.

Производительность Q'_H складывается из полезной нагрузки $Q'_{\text{пол}}$ и собственной нагрузки насоса Q'_0 , обусловленной газотделениями его стенок, циркулирующей в нем некоторого количества газа, растворенного в рабочей жидкости, обратным проникновением газа через струю и т. д. Таким образом, эффективная (или полезная) производительность равна:

$$Q'_{\text{пол}} = Q'_H - Q'_0 \quad (3)$$

При $Q'_H = Q'_0$, т. е. при предельном остаточном давлении, эффективная производительность насоса равна нулю.

Производительность пароструйных насосов принято изображать графически в зависимости от впускного давления в координатах $\lg Q' - \lg p$. Обычно эта зависимость представляет собой кривую с прямолинейным участком в области рабочих давлений.

Производительность является одной из важнейших величин при характеристике работы главным образом эжекторных и бустерных насосов.

Быстротой действия насоса S_H называется объем газа, удаляемый насосом в единицу времени при данном впускном давлении p . Быстрота действия измеряется в л/с, м³/мин и м³/ч. С производительностью насоса быстрота действия связана соотношением

$$S_H = Q_H' / p. \quad (4)$$

В соответствии с (3) можно записать

$$S_{\text{пол}} p = S_H p - S_H p_0,$$

отсюда
$$S_{\text{пол}} = S_H (1 - p_0 / p). \quad (5)$$

Из уравнения (5) видно, что эффективная быстрота действия $S_{\text{пол}}$ равна номинальной скорости действия S_H , когда $p \gg p_0$, и равна нулю, когда $p = p_0$, т. е. при предельном остаточном давлении.

Быстроту действия принято изображать графически в зависимости от впускного давления в координатах $S - \lg p$.

Быстрота действия является главной характеристикой при оценке и выборе вакуумных пароструйных насосов.

Наибольшим выпускным давлением $p_{\text{наиб}}$ называется наибольшее значение давления в выходном сечении насоса, превышение которого приводит к ухудшению характеристик насоса (предельного остаточного давления или быстроты действия).

Зависимость впускного давления $p_{\text{вп}}$ от давления в выходном сечении насоса $p_{\text{наиб}}$ для вакуумных пароструйных насосов имеет вид кривой, приведенной на рис. 2. Сначала с ростом давления в выходном сечении впускное давление не претерпевает изменения (участок I), затем по достижении наибольшего выпускного давления p_H в впускное давление начинает увеличиваться с ростом давления в выходном сечении (участок II) и, наконец, оба давления сравниваются (участок III).

Значение наибольшего выпускного давления насоса зависит от значения впускного давления. Обычно наибольшее выпускное давление определяется либо при остаточном давлении, либо при впускном давлении, соответствующем максимальной производительности. Так, если насос предназначен для откачки системы до возможно более низкого давления при незначительных количествах удаляемых газов, то важным является значение величины наибольшего выпускного давления при предельном остаточном давлении

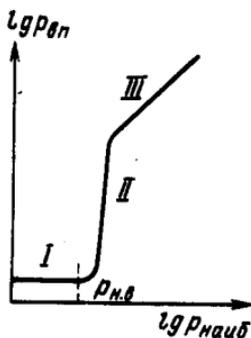


Рис. 2. Зависимость впускного давления от давления в выходном сечении насоса

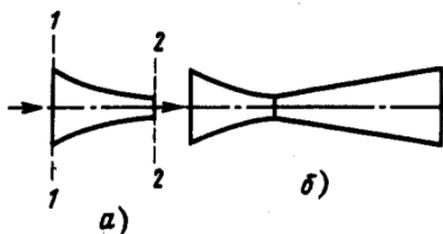


Рис. 3. Схемы сопел: а — сужающееся сопло; б — сопло Лаваля

лении. Если же насос предназначен для поддержания низкого давления в системе при удалении больших количеств газа, то интересуются значением наибольшего выпускного давления насоса при максимальной производительности.

Коэффициентом полезного действия (КПД) насоса называется отношение энергии G_{Π} , расходуемой на совершение полезной работы сжатия газа в насосе от впускного до выпускного давлений, к полной энергии G , подводимой к насосу:

$$\eta = G_{\Pi} / G$$

В большинстве случаев применения пароструйных вакуумных насосов, где откачиваемый газ на впускной и выпускной сторонах находится при одинаковой температуре, можно считать сжатие газа *изотермическим*. Тогда выражение для изотермического КПД имеет вид

$$\eta = \frac{A Q_{\text{H}}' R T \ln p_2 / p_1}{G} \quad (6)$$

где A — тепловой эквивалент работы; Q_{H}' — масса откачиваемого газа (производительность насоса); R — газовая постоянная; T — температура газа; p_1 и p_2 — давление газа на входе и выходе из насоса.

Для различных вакуумных пароструйных насосов изотермический КПД изменяется в пределах от 10^{-1} до 10^{-4} .

Коэффициент полезного действия является удельной характеристикой, позволяющей производить сравнительную оценку совершенства конструкции и экономичности различных насосов.

3. ИСТЕЧЕНИЕ ПАРА ИЗ СОПЕЛ

В вакуумных пароструйных насосах применяются два типа сопел: сужающееся и расширяющееся, так называемое сопло Лаваля (рис. 3). В сужающемся сопле пар расширяется от давления p_1

во входном сечении до p_2 в выходном сечении. При этом максимально достигаемая скорость парового потока в выходном сечении сопла равна скорости звука. В расширяющемся сопле в наименьшем сечении достигается скорость потока, равная скорости звука, которая затем возрастает в расширяющейся части сопла до сверхзвуковой скорости в выходном сечении. В вакуумных пароструйных насосах применяются в основном расширяющиеся сопла. Сужающиеся сопла применяются только в некоторых конструкциях эжекторных насосов. Так как в вакуумных насосах давление среды, куда происходит истечение, очень мало и всегда меньше давления в выходном сечении сопла, то струя после выхода из сопла продолжает расширяться уже в самой среде. При этом вблизи сопла в центральной части струи линии тока пара сохраняют то же направление, что и в сопле; вблизи же края сопла линии тока пара загибаются вокруг края, причем имеются линии тока, направленные в сторону, противоположную движению парового потока.

Если в вакуумном пароструйном насосе (см. рис. 1) начать повышать выпускное давление, то образующаяся при этом волна уплотнения приведет к появлению в сверхзвуковой паровой струе скачка уплотнения. Скорость потока скачком перейдет из сверхзвуковой в дозвуковую; давление, плотность и температура в потоке за скачком возрастут. По мере повышения выпускного давления фронт скачка, представляющий собой границу распространения возмущений, будет перемещаться все ближе и ближе к соплу (рис. 4). Наконец, при некотором значении выпускного давления струя пара оторвется от стенок насоса и начнется переток газа между струей и стенкой в обратном направлении. В дальнейшем фронт скачка переместится в сопло.

Образование скачка уплотнения в струе и параметры потока за скачком определяют характер изменения и величину такой

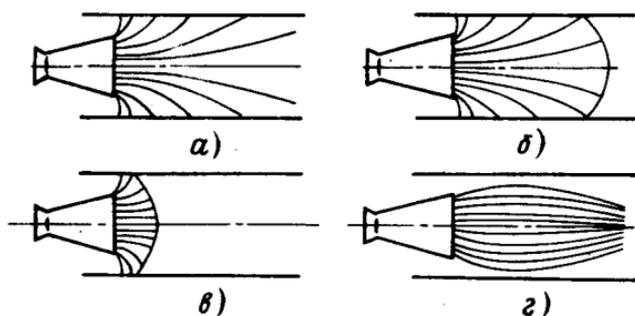


Рис. 4. Образование скачков уплотнения в паровой струе:

а — выпускное давление мало, скачка нет; б — выпускное давление возросло, появился скачок уплотнения; в — дальнейший рост выпускного давления, скачок сместился ближе к соплу; г — выпускное давление еще более увеличено, струя оторвалась от стенок рабочей камеры, начался переток газа со стороны выходного сечения в область входного сечения

характеристики вакуумных насосов, как наибольшее выпускное давление.

В связи с описанной картиной возникновения скачка уплотнения наибольшим выпускным давлением $p_{\text{наиб}}$ пароструйного насоса является такое давление на стороне предварительного разрежения, которое соответствует крайнему положению фронта скачка уплотнения в струе, предшествующему отрыву струи от стенок рабочей камеры (см. рис. 4, в). При превышении $p_{\text{наиб}}$ происходит отрыв струи от стенок и начинается переток газа со стороны выходного сечения в область входного сечения насоса (см. рис. 4, г). Такая трактовка понятия наибольшего выпускного давления дает возможности следующим образом объяснить характер зависимости впускного давления от давления в выходном сечении насоса (см. рис. 2): сначала (ветвь I) возрастание давления на стороне предварительного разрежения, вызывающее появление скачка уплотнения, приводит лишь к смещению фронта скачка в сторону сопла, не сопровождающемуся изменением впускного давления; при превышении $p_{\text{наиб}}$ начинается переток газа из области предварительного разрежения в область впускного патрубка, сопровождающийся ростом впускного давления (ветвь II); наконец, по мере возрастания выпускного давления обратный переток газа достигает такого значения, что давления в области впускного патрубка и в области предварительного разрежения сравниваются (ветвь III).

Значение $p_{\text{наиб}}$ с некоторым приближением можно принять равным статическому давлению в паровом потоке за скачком уплотнения, которое зависит от параметров потока перед скачком, рода рабочей жидкости и от геометрических размеров и формы системы "сопло — рабочая камера".

II. ВАКУУМНЫЕ ЭЖЕКТОРНЫЕ НАСОСЫ

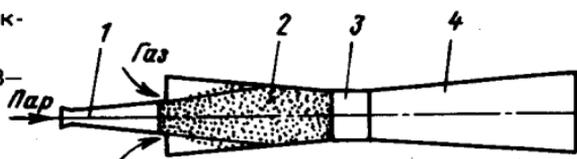
1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЭЖЕКТОРНЫХ НАСОСОВ И ИХ УСТРОЙСТВО

Вакуумные эжекторные насосы представляют собой разновидность струйных аппаратов и служат для откачки больших количеств газа из различных установок, работающих при давлениях от 760 до 10^{-2} мм рт. ст. ($10^5 - 1$ Па).

Принцип действия эжекторного насоса заключается в следующем (рис. 5). Пар повышенного давления истекает через расши-

Рис. 5. Принципиальная схема эжектора:

1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — горловина; 4 — диффузор



рящееся сопло со сверхзвуковой скоростью в виде турбулентной или ламинарной струи. Вследствие турбулентного перемешивания (при турбулентной струе) вихревых масс паровой струи с молекулами окружающего струю газа или вязкостного трения между граничными слоями струи и прилегающими слоями газа (при вязкостной струе) происходит захват и увлечение газа в сужающийся насадок — конфузор, называемый камерой смешения и служащий для обеспечения возможно более полного перемешивания пара с газом, характеризуемого равномерным распределением всех параметров смеси (давления, плотности, скорости, температуры) по сечению потока.

Вследствие обмена энергиями при смешении давление откачиваемого газа возрастает, становясь равным статическому давлению смеси, а скорость потока уменьшается. Уменьшение скорости при этом обусловлено потерей энергии при смешении.

Если же увеличивать давление за потоком в конце камеры смешения, то при некотором режиме, соответствующем обычно расчетному, в камере смешения возникает прямой скачок уплотнения, в результате которого скорость потока скачком перейдет в дозвуковую. Статическое давление и плотность потока при этом возрастут. Однако, несмотря на то, что скорость потока становится дозвуковой, полное давление смеси в конце камеры смешения, пропорциональное энергии потока и равное сумме статического и динамического давлений, будет еще в значительной мере определяться динамическим давлением.

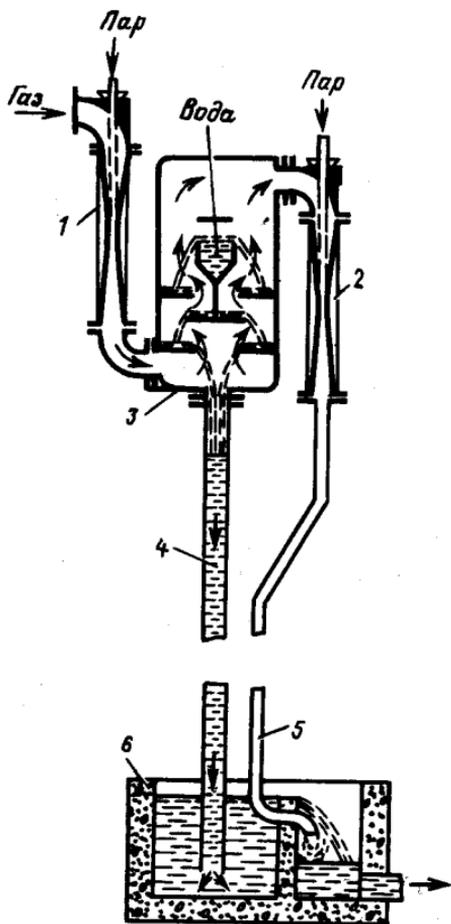
Вместе с тем, для получения высокого значения наибольшего выпускного давления важно, чтобы статическое давление потока на выходе из эжектора было возможно большим. Это может быть достигнуто при одном и том же значении полного давления только переводом *кинетической* энергии потока в *потенциальную*, т.е. путем увеличения статической составляющей давления за счет уменьшения динамической составляющей. Для этой цели служит расширяющийся насадок — диффузор 4 (см. рис.5). Действие его основано на свойстве дозвукового потока замедляться в расширяющемся насадке с возрастанием статического давления.

Давление, создаваемое эжектором, существенно зависит от его наибольшего выпускного давления. Обычно одна ступень вакуумного эжектора сжимает газ в 5 — 10 раз. На степени сжатия, большие 10, эжекторы, как правило, не конструируют по экономическим соображениям, связанным с увеличенным расходом пара при больших сжатиях. Следовательно, одна ступень эжектора, работающая с выпуском в окружающую среду, может создавать давления 100 — 150 мм рт. ст. ($\sim 10^4$ Па).

Для получения более низких давлений необходимо устанавливать ряд ступеней последовательно. При этом за эжекторной ступенью обычно устанавливается *конденсатор*, в котором пар конденсируется, а газ откачивается следующей ступенью. Схема ти-

Рис. 6. Схема двухступенчатого пароводяного эжектора:

1 — первая ступень; 2 — вторая ступень; 3 — конденсатор смешения; 4 — сливная труба; 5 — выпускная труба; 6 — барометрический конденсатный ящик



пичного пароводяного эжекторного насоса с промежуточным конденсатором приведена на рис. 6. Для получения малого впускного давления с одной ступенью эжектора необходимо поддерживать низкое давление за ступенью, что обычно достигается установкой за эжектором вспомогательного вакуумного насоса.

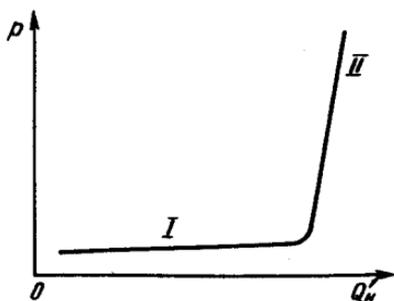
В качестве рабочих жидкостей в вакуумных эжекторных насосах используют: воду, ртуть и вакуумные масла. Род рабочей жидкости в значительной мере определяет конструкцию, режимы работы, характеристики насоса.

Паромаляные и парортутные эжекторы в отечественной вакуумной технике применяются лишь как выходные ступени бустерных и диффузионных насосов с целью повышения наибольшего выпускного давления последних. Только пароводяные эжекторы используются как самостоятельные откачные устройства.

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРЭЖЕКТОРНЫХ НАСОСОВ

Основной характеристикой парозежекторных насосов является зависимость производительности от впускного давления. Обычно эта характеристика для парозежекторных насосов изображается графически как зависимость впускного давления p от производительности или внешней нагрузки Q_H' (рис. 7). Характеристика имеет два участка, наклоненных под разными углами к оси абсцисс: пологий — рабочий участок I и крутой — перегрузочный

Рис. 7. Характеристика парожеткормого насоса



участок II. На рабочем участке I значительные изменения нагрузки мало изменяют впускное давление. На перегрузочном участке II малые изменения нагрузки приводят к резкому росту впускного давления. Насос всегда рассчитывается для работы на рабочем участке I характеристики.

Точка перегиба характеристики, соответствующая максимальной производительности насоса на рабочем участке, является расчетной рабочей точкой, для которой обычно ведется расчет и проектирование парожеткормого насоса. Производительность парожеткормых насосов измеряется обычно в кг/ч. Быстрота действия насоса в зависимости от впускного давления имеет вид кривой с максимумом, где максимум соответствует рабочей точке. Предельное остаточное давление для парожеткормых насосов является обычно второстепенной характеристикой, так как основным назначением насосов является работа в области максимальной производительности.

Наряду с обычными для вакуумных пароструйных насосов параметрами (производительностью, быстротой действия, предельным остаточным давлением и наибольшим выпускным давлением) парожеткормые насосы характеризуются еще одним важным параметром — коэффициентом эжекции. Коэффициент эжекции равен отношению массового расхода откачиваемого газа (кг/ч) к массовому расходу рабочего пара (кг/ч), истекающего из сопла:

$$\nu = M_{\Gamma}' / M_{\Pi}' .$$

III. БУСТЕРНЫЕ НАСОСЫ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БУСТЕРНЫХ НАСОСОВ И ИХ УСТРОЙСТВО

Бустерные насосы применяются для откачки больших количеств газа из вакуумных установок при давлениях $10^{-1} - 10^{-4}$ мм рт. ст. ($\sim 10 - 10^{-2}$ Па).

Область рабочих давлений бустерных насосов характерна тем,

что режим течения откачиваемого газа является переходным от вязкостного — на верхней границе диапазона $\sim 10^{-1}$ мм рт. ст. (10 Па) — до молекулярного — на нижней границе диапазона $\sim 10^{-4}$ мм рт. ст. (10^{-2} Па). Эта особенность условий работы насоса определяет в значительной мере механизм откачки газа насосом.

Как уже указывалось в гл. I, при высоких давлениях определяющим является процесс вязкостного "захвата" газа, а при низких давлениях — процесс диффузии. В связи с этим для лучшего откачивающего действия при высоких давлениях струя должна быть достаточно плотной, при низких же давлениях — достаточно разреженной. Но так как режим истечения паровой струи не зависит практически от давления откачиваемого газа в рабочем диапазоне впускных давлений и в процессе откачки остается неизменным, то режим приходится выбирать с таким расчетом, чтобы получить достаточно высокую быстроту действия во всей рабочей области как при высоких, так и при низких давлениях откачиваемого газа. Естественно, что такой режим не будет оптимальным для работы в отдельности при высоких и низких давлениях, но будет оптимальным для всей области рабочих давлений в целом.

Соответственно быстрота действия насоса в зависимости от впускного давления изображается кривой с максимумом при некотором среднем давлении для выбранной области рабочих давлений.

Изменяя режим истечения паровой струи (например, изменением подводимой к насосу электрической мощности подогревателя), можно сдвигать максимум кривой в область высоких или низких давлений (рис. 8).

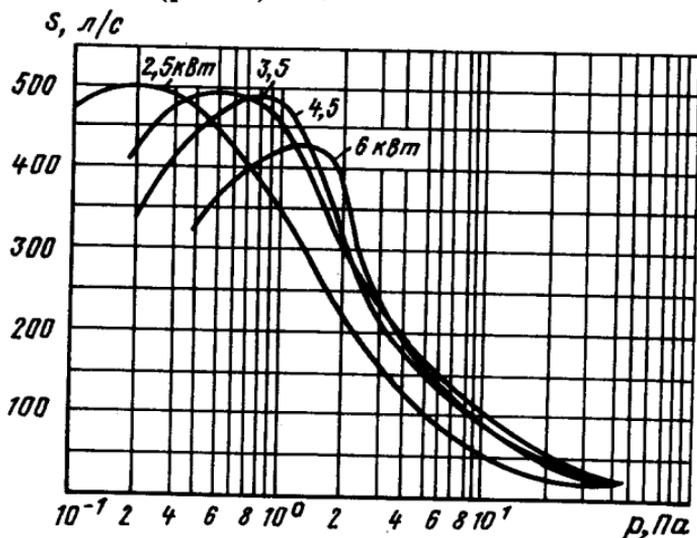
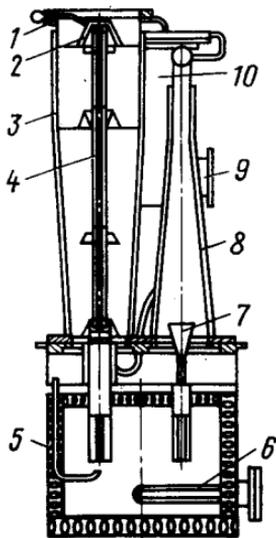


Рис. 8. Зависимость быстроты действия паромасляного бустер-насоса от впускного давления при разных мощностях подогрева

Рис. 9. Паромасляный бустерный насос НВБМ-2,5:

- 1 — входной фланец; 2 — маслоотражатель; 3 — корпус;
 4 — паропровод; 5 — кипятильник; 6 — внутренний нагреватель;
 7 — сопло эжектора; 8 — конфузор эжектора;
 9 — выходной фланец; 10 — ловушка дисковая



На рис. 9 приведена схема паромасляного бустерного насоса НВБМ-2, 5 с эжекторной ступенью. Эжекторная ступень насоса расположена вертикально и имеет коническую камеру смещения без диффузора. Паропровод насоса трехступенчатый, расположен в коническом сужающемся корпусе. Характерной особенностью насоса является рациональная организация питания паром отдельных ступеней. В связи с тем, что для работы эжекторной ступени необходимо поддерживать сравнительно высокое давление пара перед соплом, в кипятильнике насоса приходится создавать соответственно высокое давление пара. Однако для работы остальных ступеней не требуется столь высокого давления пара; например, для первой со стороны впуска газа ступени давление пара перед соплом может быть даже в несколько раз меньше, чем для эжекторной ступени. Следовательно, питание всех ступеней паром одного (а именно, высокого) давления, как это имеет место во многих конструкциях насосов, приводит только к нерациональному расходу пара через сопла и соответственно к излишним затратам мощности. В насосе НВБМ-2, 5 питание отдельных ступеней паром разделено путем установки в паропроводящей трубе между ступенями диафрагм. При этом пар высокого давления из кипятильника поступает только в эжекторную ступень, по пути же к остальным ступеням пар дросселируется в диафрагмах с соответствующим понижением давления перед каждой ступенью. Такая организация питания паром сопел наряду с малыми тепловыми потерями в кипятильнике обеспечивает высокие технико-экономические показатели насоса.

2. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ БУСТЕРНЫХ НАСОСОВ

Так как бустерные насосы предназначены для откачки больших количеств газа при относительно высоких впускных давлениях $\sim 10^{-1} - 10^4$ мм рт. ст. ($10 - 10^{-2}$ Па) и значительных противодавлениях, то основными требованиями, предъявляемыми к рабочим жидкостям для бустерных насосов, являются: высокая термическая и термоокислительная стойкость; высокая упругость пара при рабочей температуре в кипятильнике; малая теплота парообразования; возможно более узкий фракционный состав, исключаяющий заметное изменение характеристик рабочей жидкости вследствие ухода из нее при работе насоса легких фракций.

В отечественных насосах применяются следующие рабочие жидкости: масла нефтяного происхождения — "Г" и ВМ-3 и кремнийорганическое соединение — ПФМС-1.

Масло "Г" представляет собой продукт дистилляции медицинского вазелинового масла. Оно сравнительно дешево, но обладает низкой термической и термоокислительной стойкостью (стойкостью к окислению кислородом воздуха при рабочей температуре в насосе). При окислении масло темнеет и изменяет свои характеристики, на внутренних деталях насоса дает смолистые осадки. В связи с этим срок службы масла в насосах большой производительности невелик.

Масло ВМ-3 представляет собой продукт дистилляции недоочищенных веретенных масел. Масло ВМ-3 обладает почти в 50 раз более высокой термоокислительной стойкостью по сравнению с маслом "Г". Вместе с тем масло ВМ-3 является более легкокипящим по сравнению с "Г" и потому при одинаковых условиях работы потери масла из насоса при работе на ВМ-3 больше, чем при работе на "Г".

Кремнийорганическая жидкость ПФМС-1 представляет собой полифенилметилсилоксановый продукт. Как все кремнийорганические жидкости, масло ПФМС-1 обладает высокой термоокислительной стойкостью, наивысшей по сравнению с маслами "Г" и ВМ-3. В связи с этим срок службы масла ПФМС-1 в насосе оказывается столь большим, что практически не ограничивает сроки эксплуатации насоса при его безаварийной работе.

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ БУСТЕРНЫХ НАСОСОВ

Как уже указывалось, быстрота действия бустерного насоса зависит от подводимой мощности.

Наибольшее выпускное давление насоса также существенно зависит от мощности подогрева, увеличиваясь с ростом мощности.

Вследствие значительной плотности паровых струй, истекаю-

щих из сопел бустер-насосов, эти насосы хорошо откачивают легкие газы.

Современные бустерные насосы имеют максимум производительности при давлении $\sim 10^{-2}$ мм рт. ст. (1 Па). Предельное остаточное давление, измеренное ионизационным манометрическим преобразователем, составляет для большинства насосов $0,5 - 1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. ($\sim 10^{-1}$ Па) при работе на масле ВМ-3. При этом истинное значение остаточного давления примерно на порядок ниже и оказывается завышенным при измерениях благодаря повышенной чувствительности ионизационного манометрического преобразователя к парам масла.

Термодинамический КПД современных бустерных насосов составляет $\sim 5 \cdot 10^{-3}$.

Характеристики отечественных бустер-насосов приведены в табл. 1.

Характеристики бустерных насосов

Т а б л и ц а 1

Параметры	Марка насоса		
	НВБМ-0,5	НВБМ-2,5	НВБМ-5
Быстрота действия при впускном давлении $1 \cdot 10^2$ мм рт. ст. (1, 3 Па) . . .	700	2500	5000
Предельное остаточное давление, мм рт. ст. (Па)*	$1 \cdot 10^{-5}$ ($1,3 \cdot 10^{-3}$)	$5 \cdot 10^{-6}$ ($6,5 \cdot 10^{-4}$)	$5 \cdot 10^{-6}$ ($6,5 \cdot 10^{-4}$)
Наибольшее выпускное давление при впускном давлении $1 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст. (1, 3 Па), мм рт. ст. (Па)	0,7 (93)	1,5 (200)	1,5 (200)
Расход охлаждающей воды при температуре 15 ± 5^0 С и давлении $1 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5$ Па, л/ч	145	360	600
Мощность электронагревателя при напряжении 380/220 В, кВт	2	6	12
Габаритные размеры, мм:			
длина	515	740	1150
ширина	465	590	910

Параметры	Марка насоса		
	НВБМ-0,5	НВБМ-2,5	НВБМ-5
высота	1065	1710	2340
Масса, кг	70	235	390
Количество масла ВМ-3, заливаемого в насос, л.	7	30	50
Д _у входного фла- нца, мм.	160	250	400
Д _у выходного фла- нца, мм.	40	100	160
Требуемая быст- рота действия форва- куумного насоса, л/с	15	20	40

* Давление измерено при работе насоса на масле ВМ-3 манометрическим преобразователем давления с ловушкой, охлажденной жидким азотом.

4. МИГРАЦИЯ ПАРОВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ИЗ БУСТЕРНЫХ НАСОСОВ

При работе бустер-насоса имеет место миграция масляного пара из насоса в откачиваемый объем и в выпускной трубопровод.

Как уже указывалось, паровая струя, истекающая из сверхзвукового сопла вакуумного пароструйного насоса, имеет линии тока пара, направленные в сторону впускного патрубка. Именно эти линии тока пара являются источником загрязнения откачиваемой системы продуктами рабочей жидкости.

Для предотвращения миграции продуктов рабочей жидкости в откачиваемую систему над насосом устанавливается охлаждаемый водой маслоотражатель колпачкового типа (см. рис. 9).

Действие отражателя основано на "срезании" линий тока пара так, что крайняя линия тока попадает на холодную стенку корпуса насоса; при этом обеспечивается достаточно полная конденсация пара, мигрирующего из насоса.

Следует иметь в виду, что маслоотражатель работает удовлетворительно только в рабочей области бустер-насоса $< 10^{-2}$ мм рт. ст. (< 1 Па). При более высоких давлениях паровая струя, истекающая из сопла, разрушается потоком откачиваемого газа и пар начинает проникать в откачиваемую систему.

Маслоотражатель колпачкового типа уменьшает скорость откачки бустер-насоса всего лишь на 5 — 10%. Для предотвращения миграции масла из бустер-насоса в область предварительного разрежения за эжекторной ступенью насоса устанавливается охлаждаемый водой дисковый конденсатор, представляющий собой пакет чередующихся медных глухих дисков и с отверстиями, собранных на охлаждаемом водой стержне и помещенных в охлаждаемый корпус.

Б. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУСТЕРНЫХ НАСОСОВ

Паромасляные бустерные насосы по диапазону рабочих давлений занимают промежуточное место между механическими вакуумными насосами с масляным уплотнением и диффузионными пароструйными насосами. Поэтому бустерные насосы применяются главным образом для откачки установок, в которых имеет место значительное выделение газов, сопровождающееся ростом давления до 10^{-1} — 1 мм рт. ст. (10 — 100 Па), и вместе с тем требуется получение низких давлений 10^{-2} — 10^{-4} мм рт. ст. (1 — 10^{-2} Па).

Так, паромасляные бустерные насосы широко используются для откачки вакуумных индукционных и дуговых металлургических печей, установок для сушки и пропитки электрических конденсаторов, вакуумных дистилляционных установок, установок для металлизации пластмассовых изделий, сверхзвуковых аэродинамических труб и т. д.

При откачке сильно запыленных газов рекомендуется устанавливать перед бустерными насосами фильтры. Хотя попадание пыли в насос и не сказывается непосредственно на его работе, однако накопление пыли в кипятильнике с течением времени может привести к ухудшению условий теплопередачи в нем и к изменению режима работы насоса.

При эксплуатации паромасляных бустерных насосов не следует допускать повышения давления на входе в насос более, чем его максимальное рабочее давление [обычно 10^{-2} — 10^{-1} мм рт. ст. (1 — 10 Па)], так как в противном случае сильно возрастает миграция рабочей жидкости из насоса в откачиваемую систему и в область предварительного разрежения.

Г. ДИФФУЗИОННЫЕ НАСОСЫ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДИФФУЗИОННЫХ НАСОСОВ

При давлениях 10^{-4} — 10^{-7} мм рт. ст. (10^{-2} — 10^{-5} Па) и ниже, для получения которых используют диффузионные насосы, длина свободного пути молекул откачиваемого газа практически всегда больше диаметра впускного отверстия насоса и поэтому в

нем всегда имеет место молекулярный режим течения газа. Молекулы газа, проходя при своем тепловом движении через впускной патрубок и так называемую диффузионную диафрагму — кольцевой зазор, образуемый стенками рабочей камеры и соплом, движутся по направлению к паровой струе. Но так как паровая струя имеет линии тока, направленные в сторону, противоположную движению потока, некоторая часть молекул газа из общего числа молекул, прошедших через впускной патрубок, столкнувшись с тяжелыми молекулами пара, отражается обратно и не попадает в струю. Остальные молекулы могут быть "захвачены" и увлечены струей.

Механизм "захвата" газа в диффузионных насосах обусловлен диффузионными процессами. Вследствие разности концентраций газа над струей пара и в самой струе (концентрация газа в струе вблизи сопла практически равна нулю) происходит диффузия газа в струю. При этом скорость диффузии неодинакова по длине струи: вблизи сопла она больше, так как разность концентраций газа здесь наибольшая; по мере же удаления от сопла струя насыщается газом, разность концентраций уменьшается, а соответственно снижается скорость диффузии газа в струю. Попав в струю, молекулы газа получают импульсы от молекул пара в направлении потока и уносятся вместе со струей к стенкам рабочей камеры насоса.

Увлекая газ к стенкам насоса, струя пара сжимает газ до выпускного давления; при этом пар конденсируется на охлаждаемой стенке, а газ, получив импульс от струи в направлении откачки, перетекает вдоль стенки в узком пристеночном слое к выпускному патрубку насоса.

Наряду с прямой диффузией газа всегда существует и обратная диффузия в струю со стороны предварительного разрежения. Однако в этом случае молекулы газа,двигающиеся по направлению к струе, сталкиваются с движущимися им навстречу молекулами пара и оттесняются обратно; лишь небольшая часть молекул сможет продиффундировать через струю в область выпускного патрубка. Так как струя пара всегда истекает в направлении откачки (от выпускного к выпускному отверстию), то количество молекул газа, диффундирующих через струю со стороны предварительного разрежения, при оптимальном режиме работы насоса несоизмеримо мало по сравнению с количеством молекул газа, диффундирующих в струю со стороны выпускного патрубка.

В связи с этим существенную роль для работы диффузионного насоса играет угол, образуемый струей со стенкой насоса. Чем меньше угол наклона сопла к стенке насоса, тем больше быстрота действия насоса, и, наоборот, с увеличением угла наклона быстрота действия уменьшается, а при угле 90° становится равной нулю, ибо исчезает преимущественное направление движения газа в сторону откачки.

В современных конструкциях диффузионных насосов угол между осью струи и стенкой насоса составляет $10 - 20^\circ$. Таким образом, откачивающее действие диффузионного насоса обусловлено в основном двумя факторами: диффузией молекул газа в паровую струю и переносом их струей на сторону предварительного разрежения.

Со времени появления первых моделей диффузионных насосов (1912 — 1915 гг.), сконструированных С. А. Боровиком в России и Геде в Германии, делались неоднократные попытки создать инженерную теорию работы диффузионного насоса. Известны работы Геде, Яккеля, И. М. Лифшица и Л. Н. Розенцвейга, В. И. Скобелкина и Н. П. Ющенковой, Флореску, Тота и др.

На основании этих теорий можно лишь провести в основном в той или иной степени качественный анализ работы диффузионного насоса, оценить зависимость его характеристик от различных факторов. Конструирование и инженерные методы расчета насосов базируются на накопленном опыте разработок насосов с использованием методов подобия.

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИФфуЗИОННЫХ НАСОСОВ

Быстрота действия. Быстрота действия диффузионных насосов обычно графически изображается как зависимость $S_H = f(p)$ (рис. 10).

Как видно из рис. 10, быстрота действия насоса в широком диапазоне давлений остается постоянной (участок II), не зависящей от давления. Быстрота действия уменьшается в области низких давлений (участок I) и в области высоких давлений (участок III).

Уменьшение быстроты действия при низких давлениях обусловлено тем, что в этой области ощутимой становится противодиффузия газа через паровую струю. Кроме того, существенную роль начинают играть газы, выносимые с паровой струей из кипятыльника насоса, а также газовыделения стенок насоса. При конденсации паровой струи на стенках насоса некоторое количество газа, сжатого ею до повышенного давления, особенно в области предварительного разрежения, растворяется в конденсате и попадает вместе с ним в кипятыльник насоса. Это количество газа наряду с противодиффузией и газоотделениями стенок насоса в зна-

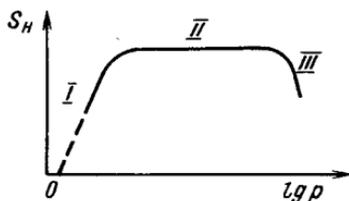


Рис. 10. Зависимость быстроты действия диффузионного насоса от впускного давления

чительной мере определяет предельное давление насоса и снижает эффективную быстроту действия.

По мере же увеличения впускного давления количество газов, удаляемых насосом из откачиваемого объема, становится все большим и большим по сравнению с количеством газов, вносимых обратно за счет противодиффузии, газоотделений и со струей из кипятильника. Когда их величины становятся несоизмеримыми, быстрота действия перестает зависеть от впускного давления [участок II на рис. 10].

С увеличением впускного давления возрастает и выпускное давление насоса, регламентируемое быстротой действия форвакуумного насоса. Возрастание выпускного давления приводит к возникновению скачка уплотнения в струе, перемещению его к соплу и отрыву струи от стенок насоса, сопровождающемуся перетоком газа из области предварительного разрежения в область высокого вакуума. Быстрота действия насоса при этом уменьшается и в конце концов становится равной быстроте действия форвакуумного насоса. Быстрота действия насоса зависит от рода откачиваемого газа и его температуры, размеров насоса (площадь диффузионной диафрагмы), рода рабочей жидкости, структуры паровой струи, конструкции насоса и выпускного давления.

Зависимость быстроты действия от мощности подогрева. Так как механизм увлечения газа струей в высоковакуумном насосе обусловлен двумя основными процессами: диффузией газа в струю, зависящей от плотности струи, и переносом газа струей, зависящим от скорости струи, то быстрота действия насоса будет зависеть от совокупного изменения этих параметров. Если, например, увеличивать скорость потока W_{Π} при неизменной плотности ρ_{Π} , то быстрота действия будет возрастать; если же увеличивать ρ_{Π} при неизменной W_{Π} , то быстрота действия будет уменьшаться. При одновременном же увеличении ρ_{Π} и W_{Π} быстрота действия будет иметь максимум при некотором оптимальном соотношении между ρ_{Π} и W_{Π} . Так как величины ρ_{Π} и W_{Π} пропорциональны подводимой к кипятильнику насоса мощности, то зависимость быстроты действия от подводимой мощности может быть выражена графически кривой с максимумом.

С ростом мощности (выше оптимальной), а соответственно и плотности паровой струи скачок уплотнения в струе будет возникать при больших значениях выпускного давления. И, следовательно, отрыв струи от стенок насоса будет происходить при больших значениях впускного давления. Поэтому при увеличении мощности ниспадающая ветвь III в правой части характеристики (см. рис. 10) будет начинаться при более высоких значениях впускного давления, или, как говорят, характеристика сдвигается вправо.

Зависимость быстроты действия от рода откачиваемого газа. В практике иногда ошибочно при-

нимают, что быстрота действия высоковакуумного насоса обратно пропорциональна корню квадратному из молекулярной массы газа

$$\frac{S_1}{S_2} = \sqrt{\frac{M_2}{M_1}} \quad (7)$$

Так, например, если насосом, имеющим оптимальный режим работы при откачке воздуха, откачивать водород, то согласно таким взглядам

$$S_{H_2} / S_{\text{возд}} = 3,8.$$

Однако такое соотношение практически никогда не достигается. Во многих случаях это отношение оказывается даже меньше единицы.

Тот факт, что быстрота действия насоса при откачке различных газов не подчиняется уравнению (7), объясняется обратной диффузией молекул газа со стороны предварительного разрежения через струю в область высокого вакуума.

Следовательно, при откачке легких газов для увеличения быстроты действия насоса необходимо увеличивать мощность подогрева. На рис. 11 приведены зависимости быстроты действия насоса от мощности подогрева для разных газов. Из рис. 11 видно, что при мощности подогрева насоса, оптимальной для откачки воздуха, быстрота действия для таких газов, как водород и гелий

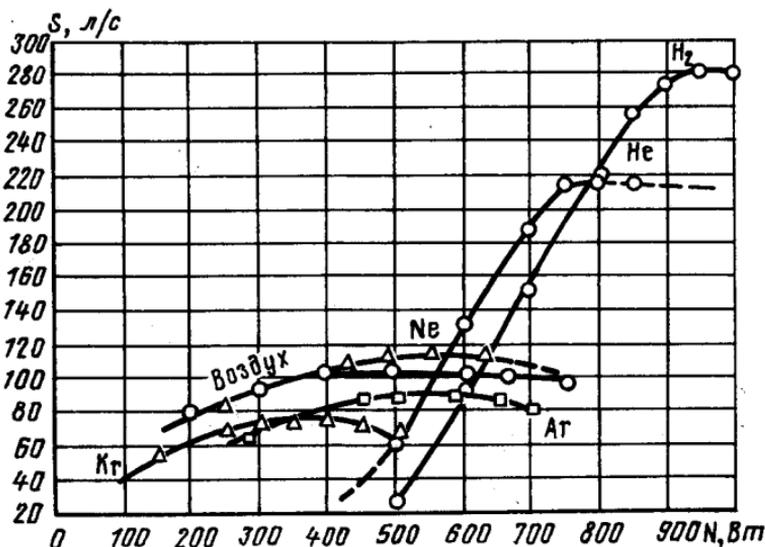


Рис. 11. Зависимость быстроты действия (при $p \approx 10^{-3}$ Па) диффузионного насоса от мощности подогрева при откачке различных газов

лий, оказывается значительно меньше быстроты действия по воздуху. Однако с увеличением мощности быстрота действия для легких газов резко возрастает до некоторого оптимального значения, величина которого определяется, с одной стороны, уменьшением обратной диффузии газа из области предварительного разрежения и, с другой стороны, — уменьшением диффузии газа в струю из области высокого вакуума (вследствие возрастания плотности струи). Следовательно, для получения наибольших значений быстроты действия насоса по газам различной молекулярной массы необходима установка оптимального режима подогрева насоса для каждого газа.

В зависимости от конструкции насоса отношение оптимальных быстрот действия для разных газов может в той или иной мере приближаться к значению, определяемому уравнением (7).

Для выбора оптимальной мощности N подогрева насоса при откачке газов различной молекулярной массы можно с удовлетворительной для практики точностью пользоваться эмпирическим уравнением

$$\frac{N_{\text{опт. г}}}{N_{\text{опт. возд}}} = 0,78 + \frac{1,17}{\sqrt{M_{\text{г}}}}, \quad (8)$$

где $N_{\text{опт. г}}$ — мощность подогрева, оптимальная для откачки данного газа; $N_{\text{опт. возд}}$ — мощность подогрева, оптимальная для откачки воздуха; $M_{\text{г}}$ — молярная масса газа.

В практике весьма часто сталкиваются с необходимостью откачки из вакуумных систем различных смесей газов. Если состав смеси известен, то быстрота действия насоса для смеси газов и производительность насоса могут быть подсчитаны с удовлетворительной для практики точностью по уравнениям, полученным из обычных соотношений для газовых смесей:

$$S_{\text{опт. см}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} S_i p_i M_i}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i M_i \sum_{i=1}^{i=n} p_i}; \quad (9)$$

$$Q'_{\text{опт. см}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} S_i p_i M_i}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i M_i}, \quad (10)$$

где $S_{\text{опт. см}}$ и $Q'_{\text{опт. см}}$ — быстрота действия и производительность насоса для смеси газов при оптимальной мощности подогрева; S_i — быстрота действия насоса для i -го газа, входящего в смесь; p_i — парциальное давление газа в смеси; M_i — молярная масса газа; r_i — объемная доля газа в смеси.

Если быстрота действия насоса для отдельных газов, входящих в смесь, не известна, то для ориентировочных расчетов по уравнениям (9) и (10) можно определять значение S_i из уравнения (7).

Выбор оптимальной мощности подогрева насоса при откачке смесей газов можно осуществлять по эмпирическому уравнению

$$\frac{N_{\text{Опт. см}}}{N_{\text{Опт. возд}}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{N_i \text{ опт. г}}{N_{\text{Опт. возд}}} r_i, \quad (11)$$

где $N_i \text{ опт. г} / N_{\text{Опт. возд}}$ может быть определено из уравнения (8).

Зависимость быстроты действия от температуры откачиваемого газа. Быстрота действия насоса прямо пропорциональна корню квадратному из абсолютной температуры откачиваемого газа. Изменения температуры откачиваемого газа, имеющие место в обычной практике, мало сказываются на быстроте действия насоса. Так, например, для того, чтобы быстрота действия увеличилась на 10%, температура откачиваемого газа должна возрасти с 293 до 353 К.

Зависимость быстроты действия от рода рабочей жидкости. Из опыта известно, что если заливать в диффузионный насос различные рабочие жидкости и подводить одинаковую мощность подогрева, то получающиеся при работе насоса быстроты действия будут существенно отличаться друг от друга. Такая зависимость быстроты действия насоса от рода рабочих жидкостей может быть объяснена тем, что они имеют различные термодинамические и физико-химические характеристики, обуславливающие различные режимы работы кипятильника, различные режимы истечения пара из сопла и соответственно различные структуры струй, различные количественные соотношения при взаимодействии молекул газа с молекулами пара. Ввиду большого количества различных факторов, обуславливающих влияние рабочей жидкости на работу насоса, зависимость быстроты действия от рода рабочей жидкости не может быть выражена каким-либо простым соотношением, позволяющим проследить ход изменения быстроты действия от рода рабочей жидкости. Кроме того, для многих рабочих жидкостей (вакуумных масел) неизвестны некоторые важные характеристики, например показатель адиабаты k , обуславливающей зависимость режима истечения пара из сопла от рода рабочей жидкости. По этим причинам теоретическое рассмотрение зависимости S от рода рабочей жидкости затруднено.

К выбору рабочей жидкости для насоса подходят обычно с чисто практической точки зрения. Так, например, если в откачиваемой системе недопустимо присутствие углеводородов, то применение органических соединений в качестве рабочей жидкости исключается; в таких случаях обычно применяют ртуть. Если же

требуется получение возможно более низкого предельного остаточного давления без применения вымораживающих ловушек, то в качестве рабочей жидкости используют вакуумное масло с хорошим предельным вакуумом и т. д.

Конструирование и обработку насоса ведут обычно для вполне определенной рабочей жидкости, так что характеристики насоса являются оптимальными для этой жидкости. Для работы на другой рабочей жидкости необходимо подбирать (изменением мощности) новый режим работы насоса, оптимальный уже для новой жидкости. Иногда для получения наилучших характеристик насоса на новой жидкости вводят некоторые изменения в конструкцию паропровода насоса, главным образом, изменяют размеры критических сечений сопел.

Предельное остаточное давление. Предельное остаточное давление насоса определяется противодиффузией газа со стороны предварительного разрежения, упругостью пара рабочей жидкости при температуре стенок насоса, выносом газов со струей пара из кипятильника, а также газовыделениями стенок насоса.

Противодиффузия газа через струю зависит от давления газа под струей, плотности и скорости паровой струи, молярной массы газа.

Влияние противодиффузии газа из области предварительного разрежения тем меньше, чем меньше перепад давлений над струей и под ней. В связи с этим лучшие значения предельного остаточного давления получают при работе с многоступенчатыми насосами.

В многоступенчатом (трех- четырехступенчатом) насосе при работе на оптимальной для откачки данного газа мощности подогрева противодиффузия не является в общем случае решающим фактором в определении предельного остаточного давления. Только при откачке насосом легких газов при мощности подогрева, оптимальной для откачки воздуха, противодиффузия может быть столь большой, что малейшее изменение выпускного давления будет приводить к изменению предельного остаточного давления насоса.

Что касается влияния на предельное остаточное давление насосов упругости паров рабочей жидкости, то дело заключается в следующем: обычно упругость пара рабочей жидкости насосов (за исключением ртути) на несколько порядков ниже, чем реально достигаемое предельное остаточное давление.

Однако большинство рабочих жидкостей (вакуумные масла) является продуктами неоднородными, состоящими из ряда фракций с различными упругостями пара, и при работе в насосе могут подвергаться фракционированию (разгонке на фракции). Поэтому при оценке влияния рабочей жидкости на предельное остаточное давление следует рассматривать упругость пара не исходной жидкости, заливаемой в

насос, а упругость пара, истекающего из высоковакуумного сопла насоса. Значения указанных упругостей пара могут существенно отличаться друг от друга в зависимости от конструкции насоса.

Важную роль играет также вынос газа со струей из кипятильника, который обусловлен двумя факторами. Во-первых, при конденсации паровой струи на стенках насоса происходит частичное растворение откачиваемого газа в конденсате, причем, попав вместе с конденсатором в кипятильник, газ увлекается с паром к соплу и выделяется из струи в откачиваемый объем. Во-вторых, некоторые рабочие жидкости, будучи нагретыми до рабочей температуры в кипятильнике, могут частично разлагаться с выделением газообразных продуктов (так называемый термический "крекинг" масла), которые, в свою очередь, выносятся со струей в откачиваемый объем. Естественно, что термическое разложение рабочей жидкости будет тем больше, чем выше температура пара в кипятильнике и соответственно чем выше подводимая к насосу мощность. Следовательно, зависимость предельного остаточного давления от мощности подогрева должна изображаться кривой с минимумом. Сначала с увеличением мощности подогрева предельное остаточное давление улучшается вследствие уменьшения противодиффузии, при некоторой мощности подогрева достигает минимального значения, а затем возрастает вследствие выделения газообразных продуктов термического разложения масла. Что касается выделения из струи газов, попадающих с конденсатом в кипятильник, то величина его существенно зависит от растворимости газов в конденсате, температуры конденсата и давления, при котором происходит растворение газа в конденсате. Чем ниже давление, при котором газ контактирует с пленкой конденсата, и чем выше температура конденсата, тем меньше будет происходить растворение газа в конденсате, а соответственно меньше будет эмиссия газов из струи и лучше предельное остаточное давление насоса.

На предельное остаточное давление существенное влияние оказывает также выделение газов из стенок насоса. Обезгаживание стенок насоса путем прогрева до 370 К позволяет улучшить предельное остаточное давление насоса более, чем на порядок.

Наибольшее выпускное давление. Величина наибольшего выпускного давления насоса определяется работой последней выпускной ступени и зависит главным образом от плотности струи, расхода пара через сопло и конструкции ступени. Как уже указывалось, наибольшее выпускное давление графически может быть проиллюстрировано зависимостью выпускного давления от давления на стороне предварительного разрежения (см. рис. 2).

Строго говоря, для высоковакуумных насосов давление на участке I (см. рис. 2) вследствие обратной диффузии не должно оставаться постоянным, а должно возрастать с ростом выпускного давления. Однако происходящие при этом изменения давле-

ния столь незначительны (если речь идет об откачке легких газов), что в большинстве случаев ими можно пренебречь. При откачке же легких газов влияние противодиффузии может быть столь значительным (особенно при малых мощностях подогрева насоса), что любое изменение выпускного давления будет приводить к изменению давления в области высокого вакуума (на графике на рис. 2 горизонтальный участок будет отсутствовать).

Для увеличения наибольшего выпускного давления необходимо увеличивать плотность паровой струи и расход пара через сопло, что может быть осуществлено увеличением мощности подогрева насоса. Наибольшее выпускное давление высоковакуумного насоса зависит от впускного давления, причем характер зависимости определяется главным образом конструкцией выходной ступени.

Во многих конструкциях высоковакуумных насосов выходная ступень выполнена в виде эжекторного узла с конической сужающейся камерой смещения. В этих насосах наибольшее выпускное давление возрастает с увеличением впускного давления. Обычно насосы характеризуются наибольшим выпускным давлением при предельном остаточном давлении или при наибольшем впускном давлении в рабочем диапазоне (диапазон давлений, в котором быстра действия постоянна).

Удельные характеристики. Для сравнительной оценки степени совершенства диффузионных пароструйных насосов применяется ряд характеристик, из которых важнейшими являются: *удельная быстра действия, вакуумфактор и термодинамический коэффициент полезного действия.*

Удельная быстра действия представляет собой быстроту действия насоса, отнесенную к единице площади диффузионной диафрагмы $F_{д. д.}$:

$$S_{уд} = S_H / F_{д. д.} \quad (12)$$

Иногда на практике при оценке работы насоса, главным образом в тех случаях, когда неизвестны размеры диффузионной диафрагмы, принимают в качестве удельной быстроты действия отношение быстроты действия насоса к площади впускного отверстия

$$S_{д} = S_H / F_{вн.} \quad (13)$$

Для лучших современных диффузионных насосов $S_{д} = 5 \dots 6,5$.

Вакуумфактор представляет собой отношение фактической быстроты действия насоса к теоретической максимально возможной быстре действия:

$$\varphi = S_{факт} / S_{теор.} \quad (14)$$

Вакуумфактор является более наглядной характеристикой ка-

чества работы вакуумных насосов, чем удельная быстрота действия, так как непосредственно указывает, насколько фактическая быстрота действия отличается от своего возможного предельного значения. При этом удельная теоретическая быстрота действия есть объем газа, который теоретически может пройти через 1 см^2 площади диффузионной диафрагмы в единицу времени. Так, например, при откачке воздуха (293 К) в области низких давлений (молекулярный режим течения газа) $S'_{\text{теор}} = 11,6 \text{ л/с} \cdot \text{см}^2$. Для большинства хорошо сконструированных насосов вакуумфактор составляет в среднем $0,3 - 0,5$.

Т е р м о д и н а м и ч е с к и й К П Д в соответствии с (6) для различных пароструйных диффузионных насосов составляет величины порядка $10^{-4} - 10^{-3}$, т. е. из всей подводимой мощности только сотые или десятые доли процента затрачиваются на совершение работы сжатия газа.

Иногда в практике при оценке вакуумного насоса в качестве технико-экономического показателя употребляют так называемый удельный расход мощности $[\text{Вт/л/с}]$, т. е. расход мощности на единицу быстроты действия:

$$q' = N/S \quad (15)$$

Однако этот показатель является совершенно недостаточным для технико-экономической характеристики вакуумного пароструйного насоса, так как его величина не учитывает наибольшего выпускного давления, а соответственно и степени сжатия газа. Между тем, как уже указывалось выше, подводимая мощность существенно зависит от наибольшего выпускного давления, а именно, чем больше должно быть выпускное давление, тем бóльшая мощность должна быть подведена к насосу. Комплексным показателем является термодинамический КПД, который может быть выражен уравнением

$$\eta = \frac{\varphi}{q'} \gamma A R T \ln \frac{P_B}{P_{\text{вп}}} \quad (16)$$

где γ — плотность газа при давлении $P_{\text{вп}}$; $q' = N/S_{\text{теор}}$.

Из (16) следует, что КПД вакуумного пароструйного насоса тем больше, чем больше вакуумфактор φ и степень сжатия газа $P_B/P_{\text{вп}}$ и чем меньше удельный расход мощности q' .

3. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ДИФфуЗИОННЫХ НАСОСОВ

Работа высоковакуумных насосов существенно зависит от рода рабочей жидкости. В качестве рабочих жидкостей в насосах применяют ртуть и специальные вакуумные масла.

Ртуть. Ртуть обладает следующими достоинствами, обусловив-

шими ее применение в качестве рабочей жидкости в высоковакуумных насосах:

- 1) однородностью по составу; ртуть — химический элемент;
- 2) стабильностью в процессе работы в насосе; ртуть не разлагается при рабочих температурах насоса;
- 3) стойкостью к окислению воздухом;
- 4) высокой упругостью пара при рабочей температуре в кипятильнике;
- 5) сравнительно малой растворимостью газов.

Недостатками ртути являются :

1) высокая упругость пара при комнатной температуре— 10^{-3} мм рт. ст. (10^{-1} Па). Для получения в откачиваемом сосуде давления ниже 10^{-3} мм рт. ст. (10^{-1} Па) необходимо устанавливать между насосом и сосудом охлаждаемую до низкой температуры ловушку;

2) высокая химическая активность по отношению к металлам. Ртуть образует амальгамы с большинством металлов, что ограничивает выбор конструкционных материалов для насоса;

3) токсичность паров. Вредность паров ртути для здоровья заставляет оборудовать специальные помещения для работы со ртутью и соблюдать меры предосторожности, исключающие повышение концентрации паров ртути в рабочих помещениях.

Ртуть, предназначенная для работы в насосах, должна быть хорошо очищена. Для высоковакуумных насосов применяют дистиллированную ртуть марок Р-1 и Р-2.

Указанные выше недостатки ртути, в особенности токсичность ее паров, существенно ограничивают возможность ее использования в качестве рабочей жидкости в насосах. Ртутные насосы используют главным образом для откачки систем, в которых пары ртути являются рабочей средой (ртутные выпрямители, ртутные лампы), и в установках, где требуется высокая чистота рабочей среды (масс-спектрометры, сверхвысокововакуумные системы термоядерных установок и т. д.).

Высокововакуумные масла свободны от перечисленных выше недостатков ртути. Они химически инертны, неядовиты и имеют низкую упругость пара при комнатной температуре, позволяющую получать предельное остаточное давление порядка 10^{-6} — 10^{-7} мм рт. ст. (10^{-4} — 10^{-3} Па) и ниже без применения низкотемпературных ловушек.

В высоковакуумных паромасляных насосах применяют в основном три типа рабочих жидкостей: а) минеральные масла; б) кремнийорганические соединения; в) сложные эфиры.

Минеральные масла получают путем вакуумной дистилляции продуктов переработки нефти. Это неоднородные по составу жидкости, представляющие собой смеси углеводородов различной молекулярной массы и с различной температурой кипения, отличающиеся низкой упругостью пара при комнатной те-

мпературе, что позволяет получать в работающих на них насосах предельное остаточное давление $10^{-6} - 10^{-7}$ мм рт. ст. ($10^{-4} - 10^{-5}$ Па). Минеральные масла обладают, как правило, удовлетворительной термической стойкостью и сравнительно невысокой термоокислительной стойкостью. При окислении образуют смолистые налеты на внутренних поверхностях насоса.

Состав остаточных газов в хорошо тренированном насосе в значительной мере определяется продуктами разложения масла в кипятильнике насоса. Типичный спектр остаточных газов в насосе, работающем на минеральном масле, приведен на рис. 12. Сумма парциальных давлений углеводородов в спектре остаточных газов может служить мерой сравнения при оценке стабильности различных жидкостей, работающих в данном насосе.

Важным достоинством минеральных масел является их относительно невысокая стоимость в сравнении с другими маслами. В отечественных насосах применяются минеральные масла марок ВМ-1, ВМ-2 и ВМ-5, являющиеся продуктами дистилляции медицинского вазелинового масла. При работе на масле ВМ-5 достигается предельное остаточное давление примерно на порядок ниже, чем на масле ВМ-1. При этом время достижения предельного вакуума с маслом ВМ-5 оказывается в 1,5 — 2 раза меньше, чем с маслом ВМ-1.

Кремнийорганические жидкости — полисилоксановые соединения, молекулы которых состоят из чередующихся атомов кремния и кислорода с присоединенными углеводородными радикалами по свободным связям кремния. Благодаря сильной связи между кремнием и кислородом кремнийорганические жидкости обладают высокой термической и термоокислительной стойкостью. Попадание в насос атмосферного воздуха на непродолжительное время, как правило, не приводит к порче рабочей жидкости.

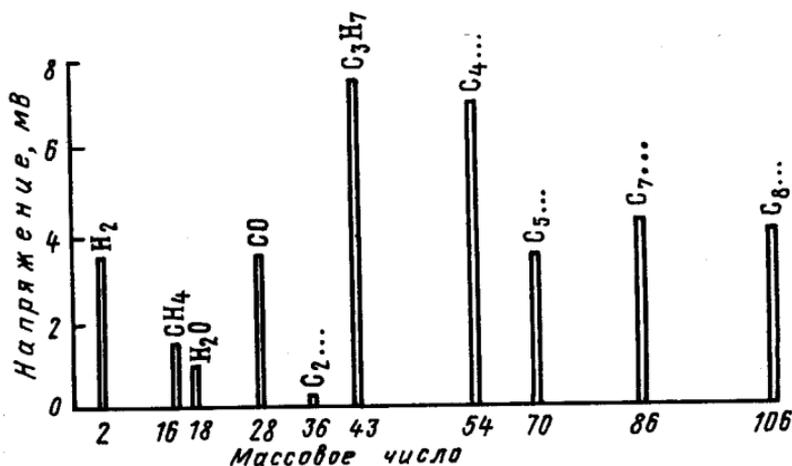


Рис. 12. Спектр остаточных газов в диффузионном насосе при работе на минеральном масле ВМ-5

Жидкости инертны также в воде; промышленностью выпускаются высоковакуумные кремнийорганические жидкости: ПЭС-В-1 и ПЭС-В-2 — узкие фракции полиэтилсилоксановой жидкости и ПФМС-2/5 л — узкая фракция полифенилметилсилоксановой жидкости, а также сверхвысоковакуумная рабочая жидкость ФМ-1, являющаяся практически чистым триметилпентафенилтрисилоксаном. Наиболее высокой термоокислительной стойкостью обладают жидкости ПФМС-2/5 л и ФМ-1.

Эфиры, используемые в качестве рабочих жидкостей в отечественных диффузионных насосах, представляют собой полифениловые соединения. Энергии связи в полифениловых эфирах относятся к числу наиболее сильных в органической химии, благодаря чему эти эфиры отличаются исключительно высокой термической стабильностью.

Промышленностью выпускается сверхвысоковакуумная рабочая жидкость 5Ф4Э для диффузионных насосов, представляющая собой пентафениловый эфир, полученный высоковакуумной дистилляцией продукта синтеза. По воздухостойкости превосходит минеральные масла.

Характеристики рабочих жидкостей диффузионных насосов приведены в табл. 2.

4. КОНСТРУКЦИИ ДИФФУЗИОННЫХ НАСОСОВ

Парортутные насосы. Особенности конструкций парортутных насосов обусловлены двумя основными свойствами ртути как рабочей жидкости: однородностью и химической активностью. Благодаря тому, что ртуть является однородной жидкостью, не изменяющей своего состава в кипятильнике насоса, питание всех ступеней насоса осуществляется паром одного состава.

Химическая активность ртути обуславливает выбор конструкционных материалов насоса. Обычно парортутные насосы изготавливают из стекла или коррозионно-стойкой стали, что позволяет избежать коррозии насоса при длительных его остановках.

Одним из наиболее распространенных, главным образом в лабораториях, типов парортутных насосов является одноступенчатый стеклянный насос (рис. 13). Устройство насоса очень простое и понятно из рисунка. Сопло в насосе из соображений простоты изготовления выполнено цилиндрическим. Такие насосы изготавливаются различных размеров с различными характеристиками.

На рис. 14 приведена конструкция малогабаритного парортутного насоса Н-10Р. Насос имеет три ступени. Конфузор последней, эжекторной ступени служит одновременно патрубком, соединяющим насос с выпускной ловушкой. Кипятильник имеет воздушную изоляцию. Между корпусом и кипятильником осуществлена тепловая развязка через утоньшенную трубу малого диаметра.

Характеристика рабочих жидкостей для паромасляных диффузионных насосов

Рабочая жидкость	Упругость пара при 293 К, Па	Кинематическая вязкость при 323 К, $10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	Предельное остаточное давление в насосе ЦВЛ-100, Па	Плотность при 20°C, кг/м ³	Молярная масса, г/моль	Теплота парообразования кДж/кмоль	Коэффициенты уравнения $\lg p = A - B/T$	
							A	B
ВМ-1 (ГОСТ 5.671 — 70)	$5, 3 \cdot 10^{-6} - 2, 6 \cdot 10^{-7}$	65 — 69	$2, 6 \cdot 10^{-4}$ $3, 3 \cdot 10^{-4}$	870	450	$1, 15 \cdot 10^5$	15, 5	6000
ВМ-2 (ГОСТ 5.671 — 70)	$5, 3 \cdot 10^{-6} - 2, 6 \cdot 10^{-7}$	65 — 69	$-4, 5 \cdot 10^{-4}$	870	450	$1, 06 \cdot 10^5$	14, 8	5567
ВМ-5 (МРТУ 38 — 1)	$1, 3 \cdot 10^{-6} - 1, 3 \cdot 10^{-8}$	68 — 74	$1, 3 \cdot 10^{-6}$	870	450	$1, 19 \cdot 10^5$	15, 8	6173
ПЭС-В-1 (ГОСТ 16480 — 70)	$\leq 6 \cdot 10^{-6}$	16 — 33	$2, 6 \cdot 10^{-4}$	970	700	$1, 03 \cdot 10^5$	14, 0	5360
ПЭС-В-2 (ГОСТ 16480 — 70)	$1, 3 \cdot 10^{-5} - 1, 3 \cdot 10^{-4}$	16 — 33	$4 \cdot 10^{-4} - 1, 10^{-5}$	970	700	$8, 7 \cdot 10^4$	12, 1	4512
ФМС-2/5л (ТУ 6-02-777 — 73)	$6, 5 \cdot 10^{-7} - 9 \cdot 10^{-5}$	8 — 13	$2, 6 \cdot 10^{-4}$	$1, 050 - 1, 070$	700	$1, 08 \cdot 10^5$	16, 0	5694
ФМ-1 (ТУ 02-758 — 73)	$\sim 1, 3 \cdot 10^{-8}$	35 — 37	$1, 3 \cdot 10^{-7} - 10^{-8}$	1096	547	$1, 08 \cdot 10^5$	14, 0	6159
5Ф4Э (ТУ 609-447 — 70)	$1, 3 \cdot 10^{-9}$	130	$9, 4 \cdot 10^{-7}$	1200	446	—	22, 6	9836

* Уравнение определяет зависимость упругости пара масел р от температуры Т(К).

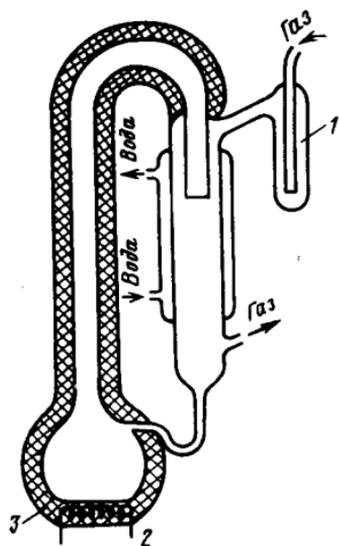


Рис. 13. Одноступенчатый стеклянный парортутный насос:

1 — ловушка для паров ртути; 2 — нагреватель; 3 — теплоизоляция

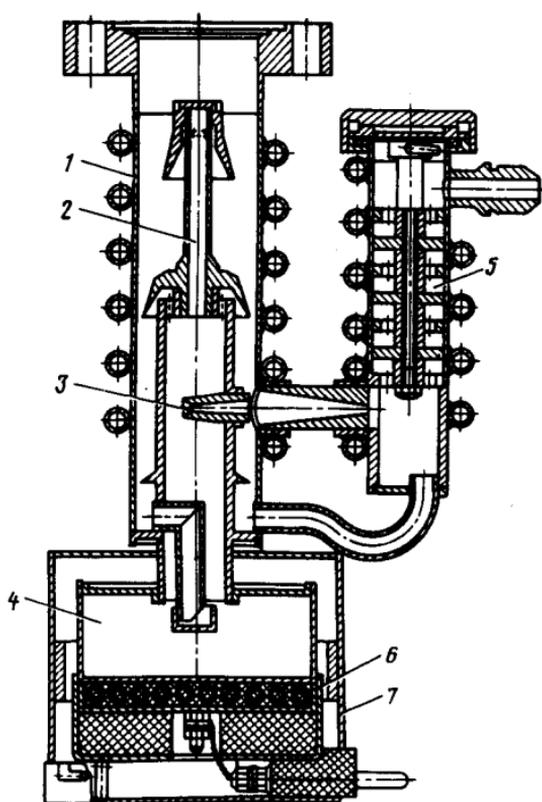


Рис. 14. Схема трехступенчатого малогабаритного парортутного насоса Н-10Р:

1 — корпус; 2 — паропровод; 3 — эжектор; 4 — кипятыльник; 5 — ловушка для паров ртути; 6 — теплоизоляционный кожух; 7 — электронагреватель

Дисковая ловушка за эжекторной ступенью обеспечивает достаточно полное улавливание паров ртути и возврат конденсата в насос. Благодаря малым тепловым потерям и рациональной организации питания паром отдельных ступеней термодинамический КПД насоса оказывается сравнительно высоким и составляет $1,5 \cdot 10^{-3}$.

Большинство парортутных насосов работает при сравнительно высоком давлении пара в кипятыльнике порядка $10 - 50$ мм рт. ст. ($10^3 - 6,5 \cdot 10^3$ Па) и имеет наибольшее выпускное давление порядка $2 - 10$ мм рт. ст. ($2,6 \cdot 10^2 - 10^3$ Па).

Парортутные насосы присоединяются к откачиваемой системе через ловушки, охлаждаемые, как правило, жидким азотом. Необходимость обязательного применения ловушек является серьезным недостатком парортутных насосов, тем более, что установка ловушек приводит к значительному сокращению эффективной быстроты действия насоса.

Предельное остаточное давление парортутных насосов существенно зависит от качества применяемых ловушек. В прогреваемых системах с парортутными насосами может быть получено предельное остаточное давление 10^{-12} мм рт. ст. (10^{-10} Па).

Характеристики парортутных насосов существенно зависят от режима их охлаждения. Поэтому быстрота действия насоса, указываемая в его паспорте, справедлива лишь при вполне определенной температуре охлаждения корпуса насоса.

Важным достоинством парортутных насосов является большой срок службы, так как ртуть в процессе работы насоса практически не претерпевает каких-либо физико-химических изменений.

Паромасляные насосы. Как уже указывалось, большинство масел, используемых в качестве рабочих жидкостей в высоковакуумных насосах, представляет собой смеси различных фракций, имеющих различные молярные массы и упругости пара. Вместе с тем анализ работы насоса показывает, что требования к рабочей жидкости, обеспечивающие наиболее благоприятные условия работы отдельных ступеней, должны быть различными. Так, для работы первой, входной ступени, определяющей предельное остаточное давление и быстроты действия насоса, нужна рабочая жидкость с низкой упругостью пара при комнатной температуре (для получения низкого предельного остаточного давления) и при рабочей температуре в кипятильнике (в связи с необходимостью создания паровой струи малой плотности); для последней же, выходной ступени, определяющей наибольшее выпускное давление насоса, упругость пара при комнатной температуре является незначительной, но зато упругость пара при рабочей температуре должна быть возможно большей для получения струи высокой плотности.

В связи с этими особенностями масел и условий работы отдельных ступеней насоса современные конструкции паромасляных насосов выполняются таким образом, что масло в самом насосе подвергается фракционированию (разделению на фракции); при этом тяжелые фракции с малой упругостью пара направляются к первой ступени, а легкие фракции с большой упругостью пара — к последней ступени. Такие насосы называются *фракционирующими*.

Отечественной промышленностью выпускаются различные паромасляные насосы с быстротами действия от 10 до 100 000 л/с.

Характеристики насосов приведены в табл. 3.

На рис. 15 показано устройство трехступенчатых диффузионных насосов серии Н-100/350, Н-250/2500, Н-400/7000. Корпуса насосов выполнены из цилиндрической обечайки, к которой приварено дно со вставными фракционирующими кольцами. С наружной стороны корпуса навита труба, по которой циркулирует охлаждающая вода.

Характеристики паромасляных диффузионных насосов

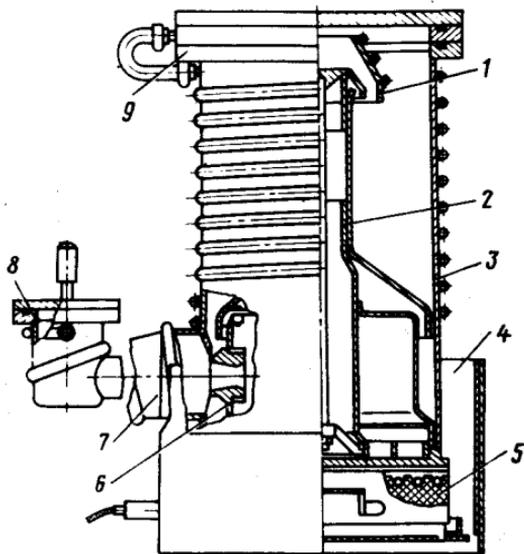
Параметры	Марка насоса								
	H-0,025-2	HBO-40M	HВД-0, 15	H-1С-2	HВД-0, 25	H-0, 5	H-100/350	H-250/2500	H-400/7000
1. Быстрога действия в диапазоне впускных давлений $1 \cdot 10^{-5}$ — $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. ($\sim 10^{-3}$ — 10^{-1} Па), л/с	10	40	80	100	120	500	260	1800	4900
2. Предельное остаточное давление, мм рт. ст. (Па)	$1 \cdot 10^{-7}$ (10^{-5})	$5 \cdot 10^{-6}$ ($6, 6 \cdot 10^{-4}$)	$2 \cdot 10^{-6}$ ($2, 6 \cdot 10^{-4}$)	$5 \cdot 10^{-7}$ ($6, 6 \cdot 10^{-5}$)	$2 \cdot 10^{-6}$ ($2, 6 \cdot 10^{-4}$)	$5 \cdot 10^{-7}$ ($6, 6 \cdot 10^{-5}$)	$5 \cdot 10^{-7}$ ($6, 6 \cdot 10^{-5}$)	$5 \cdot 10^{-7}$ ($6, 6 \cdot 10^{-5}$)	$5 \cdot 10^{-7}$ ($6, 6 \cdot 10^{-5}$)
3. Наибольшее выпускное давление, мм рт. ст. (Па)	0, 7 (92)	0, 3 (40)	0, 5 (66)	0, 4 (53)	0, 5 (66)	0, 25 (33)	0, 2 (27)	0, 2 (27)	0, 2 (27)
4. Расход охлаждающей воды при температуре $15 \pm 5^\circ \text{C}$ и давлении $1 \cdot 10^5$ — $3 \cdot 10^5$ Па, л/ч	—	—	50	50	50	70	35	100	200
5. Мощность электронгревателя, кВт	0, 23	0, 45	0, 45	0, 5	0, 5	0, 9	0, 5	2, 0	4, 0

охлаждение воздушное

Параметры	Марка насоса								
	Н-0,025-2	НВО-40М	НВД-0,15	Н-1С-2	НВД-0,25	Н-0,5	Н-100/350	Н-250/2500	Н-400/7000
6. Габаритные размеры, мм:									
длина	—	283	295	210	320	372	275	705	859
ширина	—	200	200	160	210	280	170	330	526
высота	40	302	350	365	421	340	310	588	762
7. Масса, кг	4,6	8	9	10	14	16	7	36	90
8. Количество масла, л	0,02	0,1	0,1	0,1	0,13	0,4	0,08	0,6	1,4
9. Диаметр входного фланца, мм	40	62	85	86	100	160	100	250	400
10. Диаметр выходного фланца, мм	14	10	20	17	20	32	25	63	63
11. Требуемая быстрота действия форвакуумного насоса, л/с	0,25	0,2	1,0	0,4	3	3	2	10	15

Рис. 15. Диффузионный паромасляный насос единой серии (Н-100 (350; Н-250/2500; Н-400/7000) :

1 — маслоотражатель; 2 — паропровод; 3 — корпус; 4 — теплозащитный кожух; 5 — электронагреватель; 6 — эжекторное сопло; 7 — конфузор эжектора; 8 — выходной фланец; 9 — входной фланец



Паропровод состоит из двух ступеней зонтичного типа и выходной эжекторной ступени, фракционирование масла в насосах осуществлено путем разделения паропроводящих труб и установкой специального лабиринта, образуемого фракционирующими кольцами. Конденсат масла, стекающий по стенкам корпуса насоса в кипятильник, попадает сначала через прорези в нижней части внешней трубы в пространство между внешней и внутренней трубами; проходя по лабиринту, масло испаряется, обедняясь по мере движения к внутренней трубе легкими фракциями с высокой упругостью пара. Утяжеленное масло, состоящее из фракций с низкой упругостью пара, поступает во внутреннюю трубу и направляется к высоковакуумному соплу. Таким образом, легкие фракции поступают к нижней, эжекторной ступени, а тяжелые — к верхней. Электронагреватели насосов — открытого типа.

Работа паромасляных диффузионных насосов зависит от температуры охлаждающей воды. Так, при повышении температуры охлаждающей воды с 293 до 323 К в насосе Н-1С-2, работающем на масле ВМ-5, предельное остаточное давление возрастает в 5 раз. В связи с этим высоковакуумные паромасляные насосы охлаждаются обычно водой с температурой 283 — 293 К, причем система охлаждения конструируется с таким расчетом, чтобы обеспечить малый перепад температур между выходящей и входящей водой.

В ряде случаев эксплуатации насосы с водяным охлаждением оказываются неудобными, например в различного рода передвижных установках. В этих случаях применяется принудительное воздушное охлаждение корпуса насоса. На рис. 16 приведена конструкция насоса НВО-40 с воздушным охлаждением. Охлаждение насоса производится с помощью установленного на корпусе

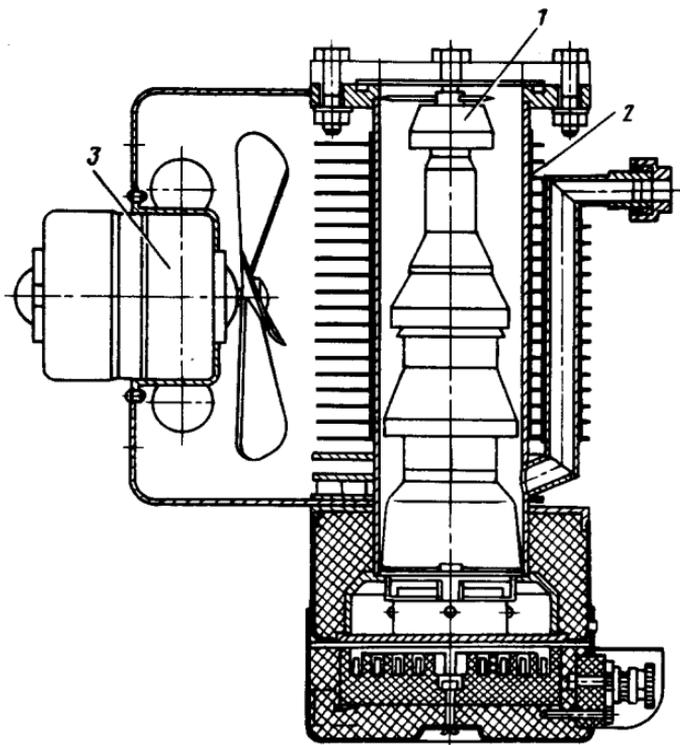


Рис. 16. Диффузионный паромасляный насос НВО-40М с воздушным охлаждением:

1 — паропровод; 2 — корпус; 3 — вентилятор

вентилятора. Для лучшего охлаждения корпус насоса имеет радиаторы. Так же, как и в случае насосов с водяным охлаждением, характеристики насоса с воздушным охлаждением зависят от режима охлаждения. Так, при повышении температуры окружающей среды с 298 до 323 К предельное остаточное давление насоса НВО-40 повышается почти на два порядка. Ухудшается соответственно и быстрота действия насоса.

5. МИГРАЦИЯ ПАРОВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ИЗ ДИФФУЗИОННЫХ НАСОСОВ

Источники миграции. В связи с тем, что в высоковакуумных насосах при истечении пара из сопла часть линий тока паровой струи направлена в сторону откачиваемого объема, происходит частичный уход (миграция) пара из насоса в откачиваемый объем. Кроме того, источниками пара, мигрирующего в откачиваемый объем, являются конденсат рабочей жидкости, находящийся на стенках корпуса в верхней части насоса и испаряющийся при температуре стенки, а также поверхность сопла, на которой происходит частичная конденсация пара из струи и последующее испаре-

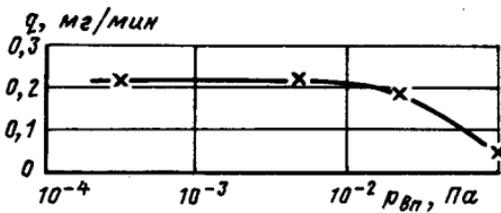


Рис. 17. Изменение обратного потока масла из диффузионного насоса в откачиваемую систему в зависимости от впускного давления

ние конденсата при высокой температуре сопла. В ряде конструкций насосов существенным источником миграции паров рабочей жидкости в откачиваемый объем может являться неплотность в креплении верхнего сопла (вытекание пара из-под гайки, крепящей сопло).

Уход паров рабочей жидкости из насоса в откачиваемый объем является нежелательным по ряду причин: во-первых, из-за загрязнения откачиваемой системы, во-вторых, из-за потерь рабочей жидкости в насосе. Кроме того, миграция паров масла из струи насоса в откачиваемый объем может в значительной степени определять остаточное давление в системе.

Обратный поток паров масла из насоса в откачиваемую систему составляет в среднем для большинства насосов 0,1 — 0,01% от количества пара, истекающего из верхнего сопла насоса, и в среднем по сечению входного отверстия составляет $(1 - 5) \cdot 10^{-2}$ мг/(ч·см²).

В установившемся режиме работы насоса обратный поток масла остается практически постоянным. Увеличение впускного давления в широком диапазоне рабочих давлений не приводит к изменению обратного потока масла. Из рис. 17 видно, что обратный поток q практически не изменяется в диапазоне $10^{-6} - 10^{-4}$ мм рт. ст. ($10^{-4} - 10^{-2}$ Па), а при давлениях, больших 10^{-4} мм рт. ст. (10^{-2} Па), уменьшается. Это объясняется, по-видимому, тем, что напуск воздуха в насос до давлений свыше 10^{-4} мм рт. ст. (10^{-2} Па) приводит к переходу молекулярного режима течения газа в молекулярно-вязкостный, при котором возрастает вероятность отражения молекул масла обратно в насос за счет увеличивающегося числа столкновений с движущимися навстречу молекулами газа. Однако следует иметь в виду, что увеличение впускного давления до значения, при котором достигается наибольшее выпускное давление насоса, может привести к срыву работы насоса, при этом последующее восстановление нормального режима работы будет сопровождаться значительным ростом обратного потока масла.

Повышенная миграция паров рабочей жидкости наблюдается всегда при запуске и остановке насоса. На рис. 18 приведена зави-

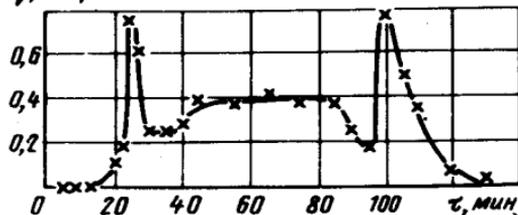
$q, \text{ мг/мин}$ 

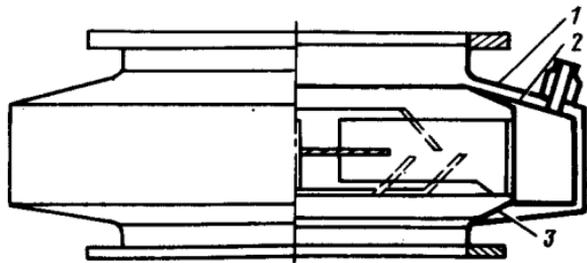
Рис. 18. Изменение обратного потока масла из диффузионного насоса в откачиваемую систему в процессе цикла: пуск — работа — остановка насоса

симось обратного потока масла от времени в процессе пуска и остановки насоса. Сначала после включения нагревателя в течение ~ 15 мин обратный поток равен нулю, так как происходит разогрев кипятыльника, и температура масла еще мала (этот период соответствует подводу тепла, компенсирующего тепловые потери в насосе); далее температура масла быстро возрастает, из сопла истекает несформированный еще дозвуковой поток, что приводит к быстрому росту обратного потока масла из насоса; через некоторое время поток сформировывается, скорость его становится сверхзвуковой, а обратный поток масла резко уменьшается до некоторого минимального значения. После этого температура в кипятыльнике еще некоторое время возрастает до рабочего значения и одновременно несколько возрастает обратный поток масла за счет роста плотности пара на выходе из сопла; далее при установившейся рабочей температуре пара в кипятыльнике обратный поток практически не изменяется. При выключении нагревателя насоса, по мере уменьшения температуры пара в кипятыльнике, обратный поток масла сначала убывает вследствие уменьшения плотности паровой струи; затем при достижении температуры в кипятыльнике, при которой статическое давление пара на выходе из сопла становится меньше давления газа на входе в насос, происходит скачок уплотнения в сопле, при этом скорость становится дозвуковой, а плотность возрастает — обратный поток масла резко увеличивается. После перемещения фронта скачка уплотнения в критическое сечение сопла обратный поток масла начинает убывать из-за уменьшения плотности потока по мере уменьшения температуры пара в кипятыльнике.

Описанный характер изменения обратного потока паров рабочей жидкости из насоса при значительном росте впускного давления, при пуске и остановке насоса часто является причиной загрязнения откачиваемой системы рабочей жидкостью даже тогда, когда миграция пара из насоса при нормальном установившемся режиме работы является очень малой. Это обстоятельство необходимо учитывать при эксплуатации насосов, и в тех случаях, когда попадание рабочей жидкости в откачиваемую систему является нежелательным, необходимо следить за тем, чтобы впускное давление не возрастало выше максимального рабочего давления насоса, а при пуске и остановке отсоединять его с помощью крана или затвора от откачиваемой системы.

Рис. 19. Заливная азотная ловушка для диффузионных насосов:

1 — корпус; 2 — вымораживающее устройство; 3 — экран



Улавливающие устройства. Для предотвращения проникновения паров рабочей жидкости из насоса в откачиваемую систему применяются колпачковые отражатели и ловушки. Применение отражателя позволяет в 20 — 30 раз уменьшить обратный поток паров масла из паромасляного насоса.

Для наиболее полного улавливания паров рабочей жидкости, диффундирующих из насоса, служат ловушки. Задачей ловушек является понижение упругости пара рабочей жидкости до величины, соответствующей температуре охлажденных элементов ловушки. Основным требованием к ловушкам является обеспечение так называемой оптической плотности, когда молекулы рабочей жидкости, эмитируемые из любой точки насоса, не могут проникнуть в откачиваемый объем без соударения с холодными элементами улавливающего устройства ловушки.

Применение низкотемпературных ловушек, охлаждаемых жидким азотом, позволяет получать в хорошо обезгаженной системе предельное остаточное давление $\sim 10^{-10}$ мм рт. ст. (10^{-8} Па) для паромасляных насосов и $\sim 10^{-12}$ мм рт. ст. (10^{-10} Па) для парортутных насосов. Конструкция неразборной, охлаждаемой жидким азотом ловушки заливного типа ЛА для паромасляных насосов приведена на рис. 19. Вымораживающее устройство 2 представляет собой кольцевой резервуар, к которому на кронштейнах приварены вымораживающие перегородки. В кольцевой резервуар заливается жидкий азот. Экран 3 препятствует миграции масла по стенкам корпуса ловушки и одновременно служит для кольцевого резервуара. Пары масла конденсируются на вымораживающих перегородках, размещенных так, что создается оптически плотная система.

6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДИФфуЗИОННЫХ НАСОСОВ

Диффузионным насосам присущи все те особенности эксплуатации, которые свойственны бустерным насосам. Вместе с тем следует иметь в виду, что диффузионные насосы являются гораздо более чувствительными к различным внешним воздействиям по сравнению с бустерными насосами. Если для бустерных насо-

сов предельное остаточное давление не имеет в общем случае практического значения, то для диффузионных насосов — это одна из важнейших характеристик. Поэтому за диффузионными насосами требуется более тщательный уход, предъявляются более жесткие требования к условиям их эксплуатации, вакуумной гигиене и профилактике.

От чистоты насоса главным образом зависит время достижения в нем предельного остаточного давления. В некоторых случаях, когда требуется получить давления ниже 10^{-8} мм рт. ст. (10^{-6} Па), приходится для ускорения процесса обезгаживания прогревать под вакуумом кипятильник насоса (до заливки рабочей жидкости) и верхнюю часть корпуса насоса над струей первой ступени.

Для эффективной эксплуатации насоса весьма важным является правильный выбор типа рабочей жидкости с учетом требований к характеристикам и условий эксплуатации насоса.

Обычно паспортные характеристики паромасляных диффузионных насосов указываются при работе их на дешевом минеральном масле ВМ-1. В большинстве случаев применения насосов масло ВМ-1 удовлетворяет требованиям эксплуатации и обеспечивает получение предельного остаточного давления $\sim 1 \cdot 10^{-6}$ мм рт. ст. ($\sim 1 \cdot 10^{-4}$ Па). Если необходимо получить в системе предельное остаточное давление $\sim 10^{-7} - 10^{-8}$ мм рт. ст. ($10^{-5} - 10^{-6}$ Па), то целесообразно использовать масло ВМ-5.

Для получения сверхвысокого вакуума [давления ниже 10^{-8} мм рт. ст. (10^{-6} Па)] рекомендуется использовать масла ФМ-1 и 5Ф4Э. Если же требования к предельному остаточному давлению невелики (10^{-6} мм рт. ст.), но необходимо откачивать большие количества газа при давлении $10^{-3} - 10^{-5}$ мм рт. ст. ($10^{-1} - 10^{-3}$ Па) или по условиям эксплуатации в работающий насос периодически напускается атмосферный воздух, то следует применять в качестве рабочих жидкостей насосов полисиликсановые жидкости ПЭС-В-1, ПЭС-В-2, ПФМС-2/5 л. При использовании минеральных масел во время напуска воздуха рабочая жидкость быстро окисляется, образуя смолистые налеты на деталях паропровода, удалить которые удастся, только путем механической очистки.

При выборе рабочей жидкости насоса необходимо также иметь в виду, что характеристики его зависят от рода рабочей жидкости. Поэтому, если есть необходимость использовать рабочую жидкость, отличную от указанной в паспорте насоса, то для получения оптимальных характеристик при работе на новой жидкости необходимо изменением мощности подогрева подобрать оптимальный для этой жидкости рабочий режим.

Иногда при эксплуатации насосов возникает необходимость изменить характеристики, например, повысить наибольшее выпускное давление или сдвинуть характеристику $S = f(p)$ в область повышенных давлений. Это можно сделать увеличением мощнос-

ти подогрева насоса. Любой диффузионный насос можно в принципе использовать и как бустерный, если залить в него бустерное масло и повысить мощность подогрева. Как уже указывалось, характеристики диффузионных насосов существенно зависят от режима охлаждения корпуса насоса. Поэтому при эксплуатации насосов необходимо следить за тем, чтобы температура и расход охлаждающей воды соответствовали паспортным данным.

При откачке обычным вакуумным насосом легких газов — водорода, гелия — в некоторых случаях возникает неустойчивый режим работы насоса, сопровождающийся колебаниями впускного давления. Для устранения этих колебаний необходимо увеличить мощность подогрева насоса. При установлении оптимальной мощности подогрева в соответствии с уравнением (8) достигаются оптимальные характеристики насоса при откачке данных газов.

Так же как и бустерный насос, диффузионный насос следует присоединять к системе возможно более коротким и широким патрубком. Обычно диаметр патрубка принимают равным диаметру впускного отверстия насоса. В тех случаях, когда насос подбирается под готовый патрубок, обычно не имеет смысла устанавливать насос с диаметром впускного отверстия, значительно большим диаметра патрубка, так как при этом эффективная быстрота действия на входе в систему все равно будет регламентироваться проводимостью патрубка. Однако в некоторых случаях применение насоса с быстротой действия, значительно большей проводимости патрубка, имеет практический смысл, так как позволяет работать при повышенных давлениях в откачиваемом объеме. С такими системами имеют дело при откачке через откачной штенгель электровакуумных приборов. При этом давление в приборе может быть в сотни раз выше, чем допустимое давление на входе в насос. В связи с тем, что высоковакуумные паромасляные насосы обладают сравнительно невысокими значениями наибольшего выпускного давления, их работа существенно зависит от качества работы вспомогательного механического вакуумного насоса. Наблюдающиеся при эксплуатации случаи неудовлетворительной работы диффузионных насосов часто обусловлены ухудшением работы форвакуумных насосов. Поэтому рекомендуется на трубопроводе, соединяющем диффузионный насос с форвакуумным, устанавливать манометрический преобразователь давления для контроля выпускного давления.

У. ВАКУУМНЫЕ ПАРОСТРУЙНЫЕ АГРЕГАТЫ

1. ПРИНЦИПЫ АГРЕГАТИРОВАНИЯ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

В условиях промышленной эксплуатации вакуумные пароструйные насосы присоединяются обычно к откачиваемым систе-

мам через переходные трубопроводы, вакуумные затворы, отражатели, ловушки. Для расширения возможностей промышленного применения вакуумных пароструйных насосов выпускаются типовые вакуумные затворы, ловушки, отражатели. Пароструйный насос, соединенный с отражателем, ловушкой, затвором и установленный на раме, называется вакуумным агрегатом.

2. ВЫСОКОВАКУУМНЫЕ АГРЕГАТЫ

На рис. 20 показано устройство серийно выпускаемых паромасляных высоковакуумных агрегатов типа АВП на базе диффузионных насосов Н-100/350, Н-250/2500, Н-400/7000, Н-0,5.

Агрегат включает в себя вакуумный затвор шибберного типа ЗВЭ с электромеханическим приводом и заливную азотную ловушку типа ЛА. На корпусе насоса укреплено термореле ТР-200УЧ, служащее для отключения нагревателя насоса при превышении предельной рабочей температуры корпуса. Агрегаты АПВ 100-100 и АПВ 160-250 монтируются на плите со стойками, как показано на рис. 20. Агрегаты АПВ 250-630 и АПВ 400-1600 монтируются на подвижной раме — тележке.

Характеристики агрегатов приведены в табл. 4.

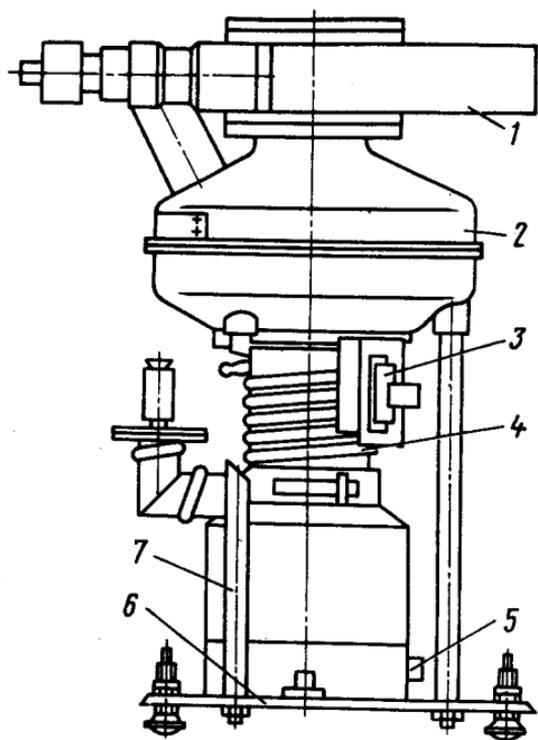


Рис. 20. Паромасляный высоковакуумный агрегат типа АПВ:

- 1 — затвор; 2 — ловушка; 3 — электрический разъем; 4 — диффузионный насос; 5 — термореле; 6 — плита; 7 — стойка

Таблица 4

Характеристики высоковакуумных паромасляных агрегатов

Параметры	Тип агрегата			
	АПВ 100-100	АПВ 160-250	АПВ 250-630	АПВ 400-1600
Быстрота действия агрегата, л/с				
— в диапазоне впускных давлений от $1 \cdot 10^{-3}$ до $1 \cdot 10^{-1}$ Па	100	250	700	—
от $1 \cdot 10^{-3}$ до $5 \cdot 10^{-2}$ Па ($\sim 1 \cdot 10^{-5}$ — $5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст.)	—	—	—	1800
Предельное остаточное давление, мм рт. ст. (Па)				
— с охлаждением ловушки жидким азотом	$5 \cdot 10^{-7}$ ($5 \cdot 10^{-5}$)			
— без охлаждения ловушки жидким азотом	$5 \cdot 10^{-6}$ ($5 \cdot 10^{-4}$)			
Наибольшее выпускное давление, мм рт. ст. (Па)	0, 2 (20)	0, 25 (25)	0, 2 (20)	0, 2 (20)
Расход жидкого азота в установившемся режиме охлаждения при давлении $1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст. ($1 \cdot 10^{-3}$ Па), л/ч.	0, 8	0, 8	1	2
Расход охлаждающей воды при температуре $16 \pm 5^{\circ}$ С и давлении $1 \cdot 10^0$ — $3 \cdot 10^{-5}$ Па, л/ч. . .	35	72	100	200
Электропитание агрегата				
— напряжение сети переменного тока, В	220	220	380/220	380/220
— частота, Гц	50	50	50	50
— общая потребляемая мощность, кВт	0, 55	0, 9	2, 1	5, 1
Габаритные размеры, мм				
— длина	560	580	767	1100
— ширина	460	500	690	930
— высота	670	730	1100	1440
Масса, кг	56	100	150	340
Требуемая быстрота действия форвакуумного насоса, л/с. . . .	2	5	10	15

3. СВЕРХВЫСОКОВАКУУМНЫЕ АГРЕГАТЫ

Отечественная промышленность не выпускает серийно сверхвысоковакуумные пароструйные агрегаты. Возможность получения давления ниже 10^{-7} мм рт. ст. (10^{-5} Па) с помощью паромасляных или парортутных диффузионных насосов регламентируется качеством насоса, чистотой и герметичностью системы, а также качеством отражателей и ловушек, устанавливаемых над насосом. Для откачки сверхвысоковакуумных систем, как прави-

ло, используются обычные высоковакуумные диффузионные насосы. Однако паромасляные насосы должны иметь при этом надежное фракционирование масла в кипятильнике и хорошее обезгаживание конденсата, стекающего по стенке корпуса в кипятильник. Иногда для откачки используются два последовательно установленных высоковакуумных насоса, что позволяет уменьшить количество газа, растворяемого в конденсате первого насоса, и соответственно улучшить создаваемое насосом предельное остаточное давление. При этом второй насос служит также преградой для паров масла из форвакуумного насоса, которые, растворяясь в конденсате масла, стекающего по стенке диффузионного насоса, попадают с конденсатом в кипятильник и, разлагаясь в нем, образуют значительное количество газообразных продуктов, ухудшающих предельное остаточное давление. Для получения сверхвысокого вакуума важно также качество масла, заливаемого в насос, и режим работы кипятильника. И то и другое должны быть подобраны с таким расчетом, чтобы обеспечить минимальный термический крекинг масла.

Именно продукты разложения (крекинга) масла определяют в большинстве сверхвысоковакуумных установок спектр остаточных газов. Чем ниже парциальное давление продуктов термического разложения масла, тем ниже предельное остаточное давление, получаемое в системе. В этом смысле весьма перспективным является использование полифениловых эфиров в качестве рабочих жидкостей в насосах с малыми удельными тепловыми нагрузками в кипятильнике.

Необходимая чистота системы может быть получена путем тщательной обработки ее внутренней поверхности соответствующими растворителями (бензин, ацетон, спирт и т. п.), а также путем длительного прогрева системы под вакуумом при температуре 670 — 720 К. В результате такой подготовки системы скорость газовыделения в ней удается снижать до значений, позволяющих получать при умеренных быстротах действия насосов давления $10^{-10} - 10^{-13}$ мм рт. ст. ($10^{-8} - 10^{-11}$ Па). В связи с этим все сверхвысоковакуумные пароструйные установки являются прогреваемыми. Разъемные соединения в таких установках собраны на металлических прокладках, допускающих нагрев до 670 — 720 К. Затворы и краны, входящие в установки, являются цельнометаллическими, также допускающими прогрев.

Для сверхвысоковакуумных систем допустимое суммарное натекание через все возможные неплотности составляет $\sim 10^{-7} - 10^{-9}$ л·мкм/с. Вместе с тем газы, находящиеся снаружи системы, могут проникать внутрь нее не только через неплотности, но также и за счет проницаемости материала стенок системы. Если для обычных вакуумных систем проницаемость не имеет практического значения, то для сверхвысоковакуумных систем во многих

случаях проницаемость регламентирует достигаемое в системе предельное остаточное давление.

Так, например, в большинстве сверхвысоковакуумных стеклянных установок предельное остаточное давление 10^{-11} — 10^{-12} мм рт. ст. (10^{-9} — 10^{-10} Па) регламентируется проницаемостью стекла по отношению к атмосферному гелию.

В металлических системах проницаемость имеет меньшее значение, чем в стеклянных, однако в ряде случаев может также регламентировать предельное остаточное давление. Так, например, межкристаллитная коррозия прогреваемых тонкостенных элементов откачной сверхвысоковакуумной установки (сильфоны в кранах и др.) может приводить к проникновению внутрь откачной системы водорода.

Компонуя диффузионные насосы с соответствующими прогреваемыми ловушками, затворами, соединительными патрубками подобно тому, как это сделано в описанных выше высоковакуумных агрегатах, можно создавать сверхвысоковакуумные откачные агрегаты.

Паромасляные сверхвысоковакуумные агрегаты позволяют получать предельное остаточное давление 10^{-10} мм рт. ст. (10^{-8} Па), а парортутные — 10^{-13} мм рт. ст. (10^{-11} Па).

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Назовите основные характеристики вакуумных пароструйных насосов.
2. В чем заключаются особенности истечения пара из сужающегося и расширяющегося сопел?
3. Как наибольшее выпускное давление пароструйных насосов связано с возникновением скачка уплотнения в сверхзвуковой паровой струе?
4. В чем состоит принцип действия вакуумного эжекторного насоса?
5. Почему вакуумные эжекторы применяются в качестве выпускных ступеней в бустерных и диффузионных насосах?
6. В чем состоит принцип действия бустерного насоса? Каковы особенности конструкции и характеристик бустерных насосов? Каковы способы предотвращения миграции масляного пара из насосов? Позволяет ли конструкция паромасляных бустерных насосов получить высокий и сверхвысокий вакуум?
7. В чем состоит принцип действия диффузионных насосов? Каковы особенности характеристик диффузионных насосов? Как зависят характеристики от конструктивных параметров, режима работы насоса, рода откачиваемого газа и типа рабочей жидкости? Какие рабочие жидкости используются в диффузионных насосах? В чем состоит принципиальное конструктивное различие между парортутными и паромасляными диффузионными насосами? Каковы способы предотвращения миграции паров рабочей жидкости из насосов?
8. В чем заключаются принципы агрегатирования вакуумных пароструйных насосов? В чем состоят особенности получения сверхвысокого вакуума с помощью диффузионных насосов?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Г р о ш к о в с к и й Я. Техника высокого вакуума. М.: Мир, 1975. 622 с.
2. Д е ш м а н С. Научные основы вакуумной техники. М.: Мир, 1964. 715 с.
3. К у з н е ц о в В. И., Н е м и л о в Н. Ф., Ш е м я к и н В. Е. Эксплуатация вакуумного оборудования. М.: Энергия, 1978. 207 с.
4. М ё н х Г. Техника высокого вакуума. М.: Энергия, 1965. 560 с.
5. О с н о в ы вакуумной техники/ Б. И. Королев, В. И. Кузнецов, А. И. Пипко, В. Я. Плисковский. М.: Энергия, 1975. 415 с.
6. П а у э р Б. Высоковакуумные откачные устройства. М.: Энергия, 1969. 528 с.
7. П и п к о А. И., П л и с к о в с к и й В. Я., П е н ч к о Е. А. Конструирование и расчет вакуумных систем. М.: Энергия, 1979. 504 с.
8. Т р е н д е л е н б у р г Э. Сверхвысокий вакуум. М.: Мир, 1966. 286 с.
9. Ф и з и к а и техника вакуума. Изд-во Казанского университета, 1974. 456 с.
10. Ц е й т л и н А. Б. Пароструйные вакуумные насосы. М.: Энергия, 1965. 400 с.
11. Ш у м с к и й К. П. Вакуумные аппараты и приборы химического машиностроения. М.: Машиностроение, 1974. 556 с.
12. Э ш б а х Г. Практические сведения по вакуумной технике. М.: Энергия, 1966. 295 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
I. Общие принципы работы пароструйных вакуумных насосов	4
1. Принципы действия пароструйных вакуумных насосов и их классификация	4
2. Понятие об основных характеристиках вакуумных пароструйных насосов	6
3. Истечение пара из сопел	9
II. Вакуумные эжекторные насосы	11
1. Принцип действия эжекторных насосов и их устройство	11
2. Характеристики парозежекторных насосов	13
III. Бустерные насосы	14
1. Принцип действия бустерных насосов и их устройство	14
2. Рабочие жидкости для бустерных насосов	17
3. Характеристики бустерных насосов	17
4. Миграция паров рабочей жидкости из бустерных насосов	19
5. Эксплуатация бустерных насосов	20
IV. Диффузионные насосы	20
1. Принцип действия диффузионных насосов	20
2. Характеристики диффузионных насосов	22
3. Рабочие жидкости для диффузионных насосов	30
4. Конструкции диффузионных насосов	33
5. Миграция паров рабочей жидкости из диффузионных насосов	40
6. Эксплуатация диффузионных насосов	43
V. Вакуумные пароструйные агрегаты	45
1. Принципы агрегатирования вакуумных насосов	45
2. Высоковакуумные агрегаты	46
3. Сверхвысоковакуумные агрегаты	47
Вопросы для самопроверки	50
Список литературы	50