**Лекция 10.**

**Конструкция и эксплуатация винтового компрессора.**

**Принцип действия винтового компрессора.** Винтовые компрес­соры, как и поршневые, относятся к классу компрессоров объемно­го принципа действия. Повышение давления газа (пара) в них достигается за счет уменьшения замкнутого объема, образуемого впадинами винтов и стенками корпуса.

В зависимости от фазового состояния, соотношения фаз и состава рабочего вещества винтовые компрессоры делятся на следую­щие типа:

1) винтовые маслозаполненные компрессоры (ВМК);

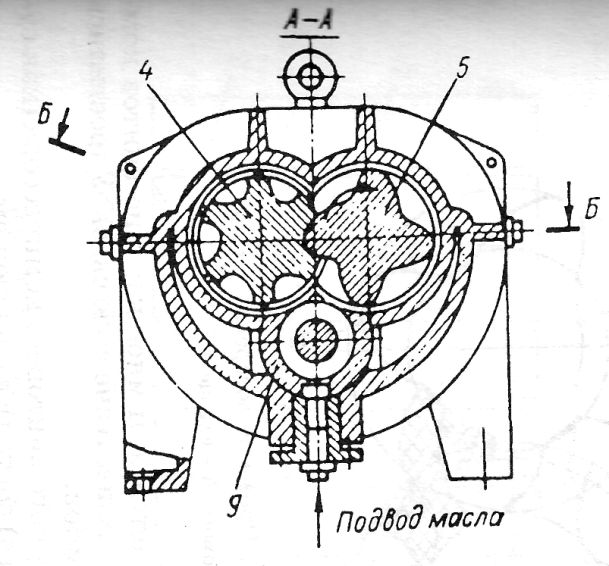
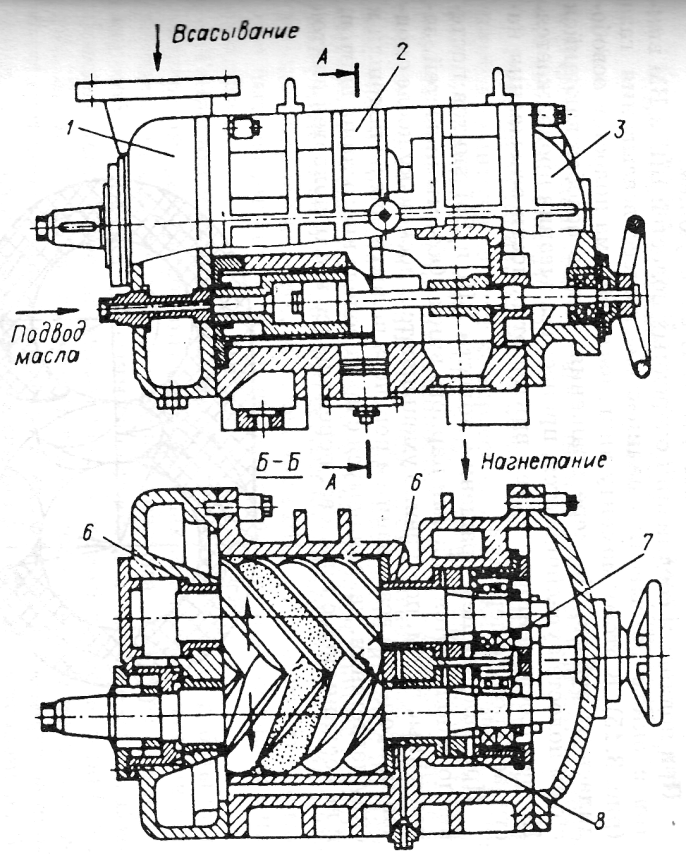
2) винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС), в которых ос­новные детали могут охлаждаться паром или жидкостью;

3) винтовые компрессоры мокрого сжатия, работающие с впрыс­ком в рабочие полости сравнительно небольшого количества жид­кости, главным образом с целью снижения температуры сжимае­мого газа.

В настоящее время винтовые компрессоры используются в ос­новном в холодильных машинах. Преимущественное применение в холодильной технике нашли винтовые маслозаполненные ком­прессоры. Масло впрыскивается в рабочие полости ВМК, где оно обеспечивает уплотнение зазоров между рабочими органами ком­прессора, отвод теплоты сжатия газа от нагретых деталей, смазы­вание компрессора и снижение уровня шума.

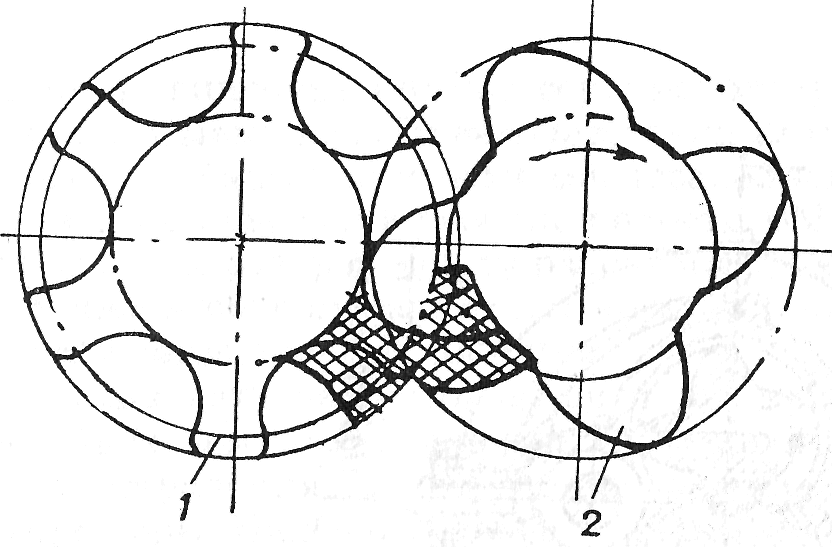
По числу основных деталей (роторов) винтовые компрессоры могут быть одно-, двух- и многороторными. Последние не получи­ли широкого распространения. Некоторое применение нашли однороторные компрессоры. Наиболее распространены двухроторные винтовые компрессоры. На рис. 10.1 показана конструктивная схема двухроторного холодильного маслозаполненного компрессора.

Компрессор состоит из корпуса*2,* имеющего вертикальный разъем, передней крышки *1* с камерой всасывания и задней крышки 3. В цилиндрических расточках корпуса помещаются ведущий (ВЩ) 5 и ведомый (ВМ) *4* роторы, вращающиеся в опорных подшипниках *6.* На средней утолщенной части ротора нарезаны зубья ВЩ и ВМ винтов, входящих во взаимное зацепление, подобно зубчатым ко­лесам. Осевые силы, действующие на роторы, воспринимаются упор­ными подшипниками 7. Часть осевой силы снимается разгрузоч ными поршнями *8.* В нижней части корпуса в области сжатии пара (в цилиндрической расточке) помещен золотник *9,* предназначенный для регулирования подачи компрессора. Наличие золотника является характерной особенностью винтовых компрессоров, по­зволяющей регулировать подачу в широких пределах.



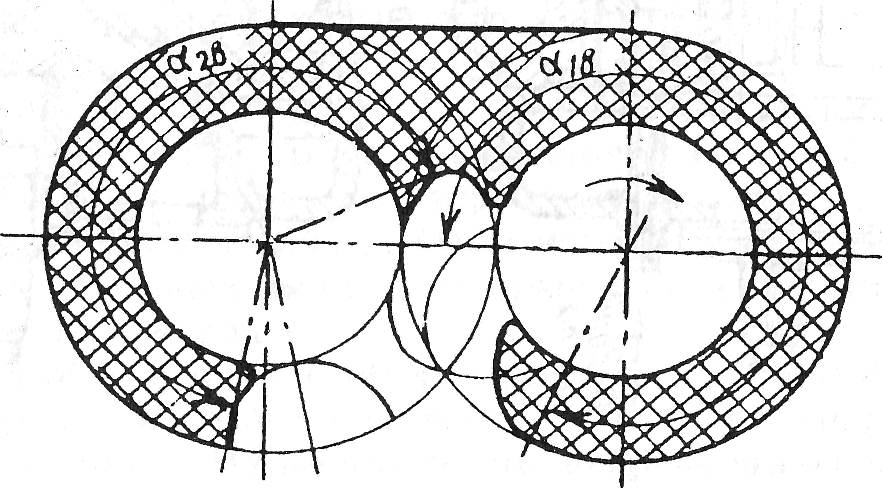
**Рис. 10.1.** Двухроторный холодильный винтовой компрессор (ВМК)

Корпус компрессора имеет окно всасывания и окно нагнетания, расположенные приблизительно по диагонали, если смотреть сбоку на цилиндрические расточки для винтов. Винты представляют со­бой косозубые крупномодульные цилиндрические шестерни постоянного осевого шага с зубьями специального профиля (рис. 10.2). Зубья парных винтов при взаимной обкатке образуют теоретичес­ки беззазорное соединение. В полости (впадине) между зубьями ил камеры через окно всасывания поступает газ. Окно всасывания занимает только часть (хотя и большую) торцевой площади, ометаемой зубьями винта (рис. 10.3).



**Рис. 10.2.** Профили роторов:

*1* — ведомого; *2* — ведущего



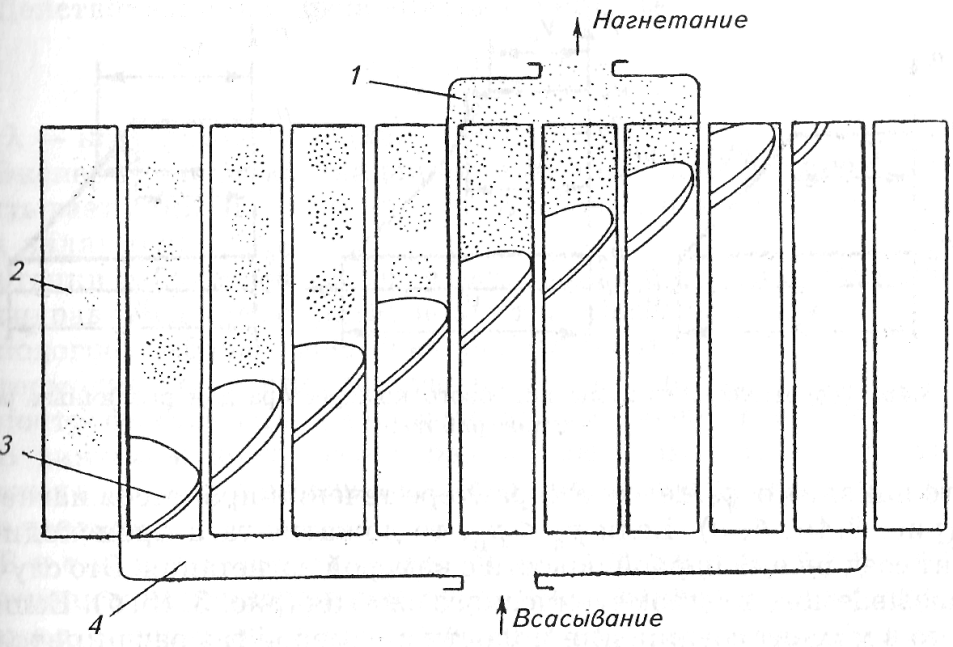
**Рис. 10.3.** Окно всасывания (заштриховано)

Винтовые компрессоры современной конструкции появились сравнительно недавно. В 1949 г. в нашей стране были созданы методики расчета винтовых компрессоров и инструмента для изготовления винтов, а в 1952 г. были изготовлены первые образцы воздушных и газовых машин, которые работали с впрыском в ра­бочее пространство воды.

В конце 50-х и начале 60-х годов XX в. появились винтовые компрессоры, работающие с впрыском масла, получившие название маслозаполненных. Их конструкции по сравнению с компрессорами сухого сжатия и машинами, работающими с впрыском капельной жидкости, не обладающей смазывающими свойствами, несколько упростились. Оказались излишними шестерни связи, так как при наличии смазывания допускается взаимное касание винтов ком­прессора, что обеспечивает их кинематическую связь. Упростились узлы уплотнений и подшипников.

Принцип работы двухроторного винтового компрессора (как су­хого, так и маслозаполненного) состоит в следующем.

При подходе и соединении очередных полостей ВЩ и ВМ вин­тов с окном всасывания начинается процесс всасывания газа (рис. 10.4). К этому моменту лишь часть объема полостей освобо­дилась от зубьев. По мере вращения винтов освобождающийся объем полостей увеличивается, процесс всасывания продолжается. После отсоединения полостей винтов от полости всасывания на­ступает процесс переноса.



**Рис. 10.4.** Схема работы винтового компрессора:

*1* — нагнетательная полость; *2* — условно выпрямленный желоб (винтовая впадина)

одного ротора; *3* — зуб второго ротора, входящий во впадину первого ротора;

4 — всасывающая полость

При дальнейшем вращении полости ВЩ и ВМ винтов посте­пенно заполняются зубьями парного винта. Объемы полостей, за­полненные газом, поступенно уменьшаются, поскольку после окон­чания процессов всасывания и переноса полости еще не подошли к окну нагнетания, находящемуся с противоположного торца винтов, и не соединились с ним. Газ, перемещаясь вдоль полостей винтов в сторону торца и камеры нагнетания, одновременно сжимается и его давление повышается.

Окно нагнетания, расположенное в основном с торца и частич­но сбоку винтов в корпусе компрессора, имеет такие размеры, кото­рые обеспечивают, с одной стороны, получение заданного внутрен­него давления сжатия газа в полостях винтов, с другой — прием­лемую скорость движения газа через окно нагнетания. В момент соединения полостей с окном нагнетания заканчивается процесс внутреннего сжатия в компрессоре и начинается процесс нагнета­ния (выталкивания) рабочего вещества. Следует иметь в виду, что ни одна парная полость, образованная ВЩ и ВМ винтами, не мо­жет быть соединенной одновременно с камерами всасывания и на­гнетания.

**Теоретический цикл работы.** Теоретический цикл работы вин­тового компрессора состоит из изобарных процессов всасывания и нагнетания и изоэнтропного процесса сжатия (пренебрегая тепло­массообменом между рабочим веществом и внешней средой). Воз­можные теоретические циклы работы компрессора показаны на рис. 10.5. В отличие от поршневого в винтовом компрессоре от­сутствует определенное, конструктивно оформленное мертвое про­странство, поэтому процесс всасывания на диаграммах условно изоб­ражается, начиная от оси ординат, а процесс нагнетания на той же оси и заканчивается.



**Рис. 10.5.** Теоретические циклы винтового компрессора для различных ре­жимов работы

Из-за отсутствия самодействующих клапанов на нагнетании давление внутреннего сжатия *ра* может не совпадать с давлением *рн,* что находит отражение в характере течения процессов нагнета­ния (рис. 10.5, *б, в).* Если *ра<pн,* то дожатие газа происходит в момент соединения парной полости с камерой нагнетания. Это случай так называемого внегеометрического сжатия (рис. 10.5, *б).* Если ра > *рн,* то в момент соединения полости с камерой газ расширится, а работа, затраченная на его «пережатие», превращается в теплоту. Это самый невыгодный режим работы компрессора. Заштрихован­ные участки диаграмм соответствуют потерям энергии (рис. 10.5, в).

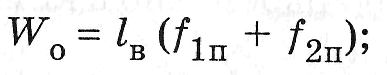
Наиболее экономичным является режим, при котором давле­ния *ра* = *рн,* т. е. совпадают. Этот режим называется основным (рис. 10.5, а).

**Параметры винтовых компрессоров.** Теоретическая объемная подача винтового компрессора определяется конструктивными и кинематическими параметрами компрессора:

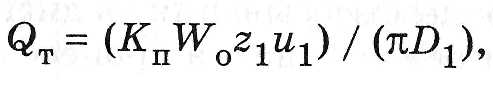


где *Кп* — коэффициент использования объема парной полости

*(Кп = Wn/ W0); W0  -* полный объем парной полости, определяемый по формуле

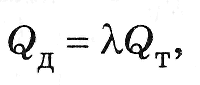


lв — длина винта; f1п, f2п — площади впадин между зубьями в торцевой полости соответственно ВЩ и ВМ винтов; *Wп* — объем парной полости в момент начала сжатия газа в ней, т. е. в момент начала уменьшения ее объема; *ni* — частота вращения винта *(i =* 1,2); *zi* — число зубьев винта (известно, что z1n1 = z2n2). Формула для Qт может быть представлена так:



где u1 - окружная скорость на внешней окружности ведущего винта; D1 — диаметр внешней окружности того же винта.

Действительная подача винтового компрессора



где λ — коэффициент подачи.

Экспериментально найденное значение коэффициента подачи учитывает влияние различных факторов на подачу. Основными из них являются:

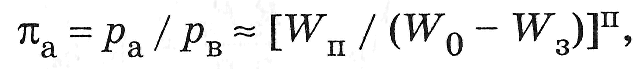
* утечки рабочего вещества через щели в полости всасывания;
* гидравлические сопротивления тракта всасывания;
* подогрев рабочего вещества на всасывании;
* термодинамические свойства рабочего вещества;
* центробежные силы, действующие на рабочее вещество.

В винтовом компрессоре различают геометрическую степень сжатия εг, а также внутреннюю *πа* и внешнюю πн степени повыше­ния давления.

*Внешняя степень повышения давления* в ступени компрессора равна отношению давления в камере нагне­тания *рн* к давлению в камере всасывания *рв*, т. е. *πн =рн/рв.* При неизменных внешних условиях и установившемся режиме работы машины внешняя степень повышения давления не меняется при изменении частоты вращения роторов.

*Внутренняя степень повышения* давле­ния равна отношению давления в парной полости в момент соединения ее с окном нагнетания к давлению всасывания *рв,* т. е. *πа =ра/рв*

Предполагая процесс сжатия в первом приближении политропным, происходящим при постоянном количестве рабочего веще­ства, отношение давлений можно выразить через соотношение со­ответствующих объемов:



где *W3* — заполненный объем парной области зубьев винтов от начала их геометрического внедрения в полости до начала соеди­нения полости с окном нагнетания. Разность объемов *W0 - W3* составляет объем полости в момент соединения ее с окном нагне­тания.

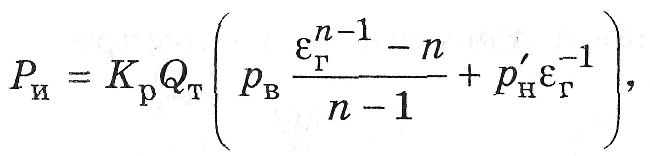
*Геометрической степенью сжатия* называется отношение объе­мов. Эта степень определяется выражением

εг = *Wn /(W0 - W3).*

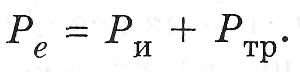
Это отношение является функцией только геометрических па­раметров винтов: окон всасывания и нагнетания, т. е. величин, заложенных в конструкцию компрессора.

Степень сжатия отечественных ВМК лежит в пределах 2,6...5,0.

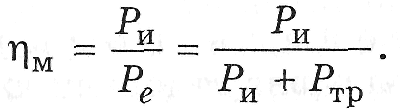
Для винтового компрессора сухого сжатия индикаторная мощ­ность



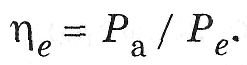
где *Кр -* коэффициент, учитывающий влияние отклонения поли­тропы действительного процесса сжатия от условной политропы, а также влияние объемных потерь; *р'н* — давление в парной полости (р'н = рн + ∆рн), где *∆рн* - потери в нагнетательном тракте). Эффективная мощность, подводимая к компрессору,



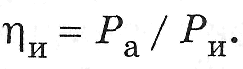
Мощность *РТР* зависит от механического трения и других видов сопротивлений, вызывающих потери. Потери на трения учитыва­ются с помощью механического КПД



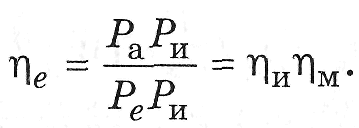
Энергетическое совершенство компрессора характеризуется эф­фективным КПД, равным отношению адиабатной мощности *Ра*(принимаемой за «эталонную») к мощности *Ре,* подведенной к ком­прессору:



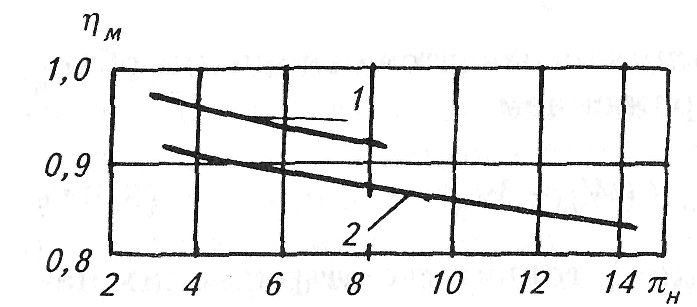
Индикаторный КПД компрессора



Тогда



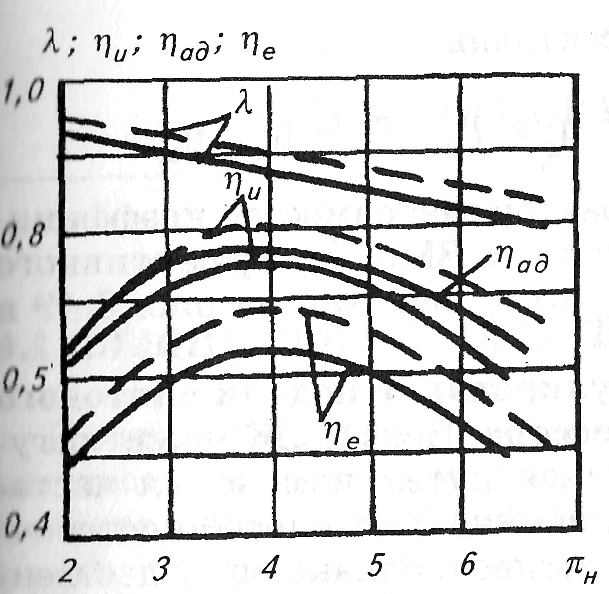
Характер зависимости механического КПД винтовых компрес­соров от внешней степени повышения давления πн показан на рис. 10.6.



**Рис. 10.6.** Зависимость механическо­го КПД от внешней степени повыше­ния давления для винтовых компрес­соров:

*1* — сухие компрессоры; *2* — маслозаполненные

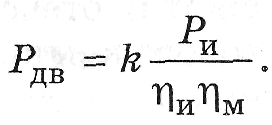
Характеристики ВКС изображены на рис. 10.7.



**Рис. 10.7.** Характеристики сухого винтового компрессора:

неохлаждаемый корпус;---------ох­лаждаемый корпус

Мощность двигателя, приво­дящего компрессор, должна учи­тывать потери в промежуточной передаче, а также сверх этого иметь некоторый запас в 5-10 % *(К =* 1,05-1,10) для компенса­ции возможных отклонений рас­четных величин от истинных:

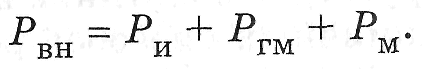


Мощность винтовых маслозаполненных компрессоров (ВМК) затрачивается на сжатие и перемещение рабочего вещества *Ри*, на преодоление трения роторов о паромасляную смесь *Ргм*, на транс­портирование масла на сторону нагнетания *Рм*, на трение в под­шипниках, торцевом уплотнении, уравновешивающих поршнях Ртр.

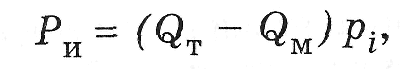
Таким образом, уравнение для определения эффективной мощ­ности ВМК можно записать в следующем виде:



Внутренняя мощность



Расчетная индикаторная мощность Ри определяется по уравне­нию



где Qм — расход масляного раствора, занимающего часть объема парных полостей на стороне всасывания; *рi* — среднее индикатор­ное давление действительного ВМК, определяемое по индикатор­ной диаграмме.

Энергетическая эффективность ВМК определяется следующими

КПД:

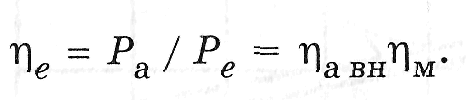
внутренним адиабатным



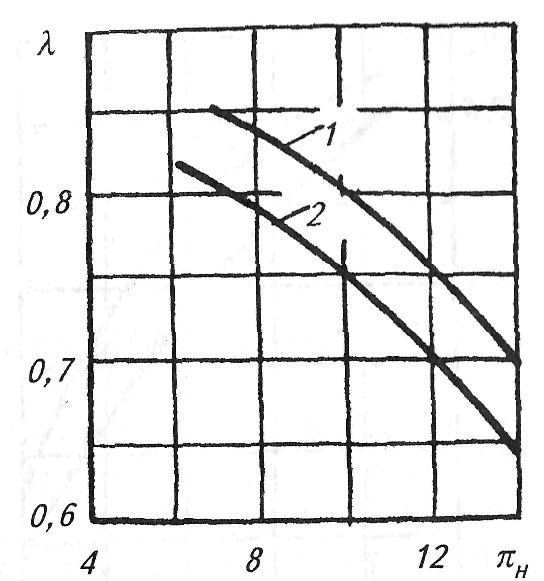
механическим



эффективным

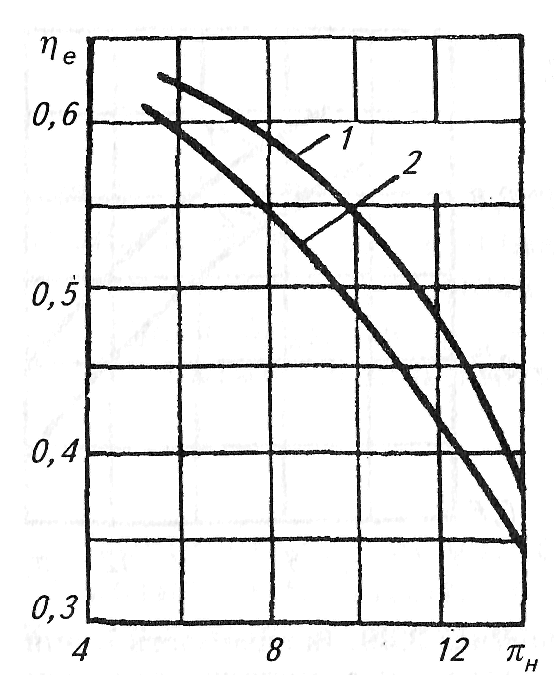


Характер зависимостей коэффици­ента подачи ВМК λ, эффективного КПД *λе* от πн показан на рис. 10.8 и 10.9.

****

**Рис. 10.8.** Зависимость λ вин­тового маслозаполненного ком­прессора от πн

для различных масел: *1* — ХС-40; *2—* ХС-50

****

**Рис. 10.9.** Зависимость *ηе* маслозаполненного компрессора от

πн для различных масел:

*1 —* ХС-40; *2* — ХС-50

**Регулирование подачи винтового компрессора.** Подача ВК может регу­лироваться путем изменения часто­ты вращения. Этот способ достаточ­но эффективен, однако он существен­но усложняет систему управления при­водным электродвигателем.

Важным достоинством винтовых маслозаполненных компрессоров яв­ляется возможность регулирования их подачи в широком диапазоне: от пол­ной до примерно пятнадцатипроцентной благодаря наличию золотника *9* (рис. 10.1). Перемещаясь вдоль оси в сторону торца нагнетания, золотник открывает доступ пару из рабочих полостей в камеру всасывания, тем самым факти­чески сокращает рабочую длину винтов и, следовательно, подачу компрессора. При пуске компрессора необходимо до минимума уменьшить потребляемую им мощность. С этой целью золотник перемещают в крайнее положение, в сторону полости нагнетания, тем самым обеспечивая минимальную подачу компрессора и соответственно минимальную пусковую мощность.

Применение регулирующего золотника позволяет осуществить один из наиболее экономичных способов регулирования подачи, обеспечивающего в конечном итоге значительную экономию энер­гии.