

Влияние способа регулирования холодопроизводительности и внешних условий на эффективность винтового компрессора

А. В. АНУФРИЕВ, В. И. ПЕКАРЕВ
СПбГУИПТ

The internal processes in a screw compressor on the basis of the first law of thermodynamics for an open thermodynamic system are considered. The differential equations, describing pressure and temperature changes in the working space of a screw compressor depending on the turning angle of rotor are obtained. The differential equation of oil temperature change in the space is derived. The solution of the obtained system of equations made it possible to build the design indicator diagrams during capacity control by sliding valves of different form.

На практике нередко возникают ситуации, когда холодильное оборудование на протяжении довольно длительного времени функционирует в режимах, отличных от номинального. Это, как правило, связано с поэтапным характером возведения и сдачи в эксплуатацию строительных объектов, на которых размещены в том числе и холодильные установки. Применительно к системам холодоснабжения это означает, что число потребителей холода, введенных в эксплуатацию на определенном этапе работ, меньше, чем предусмотрено проектом. В тоже самое время компрессорно-конденсаторное оборудование в большинстве случаев монтируется на первоначальном этапе работ. Таким образом, холодопроизводительность компрессоров превышает, иногда значительно, значение, необходимое для отвода теплопритоков к функционирующему потребителям холода (воздухоохладителям, жидкостным испарителям, фанкойлам, технологическим аппаратам).

Кроме вышеизложенного общеизвестно, что тема регулирования производительности компрессора всегда была и остается важной в холодильной технике из-за того, что холодильные машины в абсолютном большинстве случаев функционируют в режимах с переменными тепловой нагрузкой и температурами внешних источников.

Сравнение различных способов регулирования холодопроизводительности

В настоящее время применяются следующие способы регулирования холодопроизводительности винтовых холодильных компрессоров:

- ✓ изменение эффективной длины винтов (золотниковое регулирование);
- ✓ регулирование включением-выключением компрессора;
- ✓ дросселирование на всасывании;
- ✓ изменение частоты вращения электродвигателя (частотное регулирование).

Оценка эффективности регулирования холодопроиз-

водительности осуществляется путем построения зависимостей изменения относительной индикаторной мощности компрессора от его относительной производительности. Однако при этом принимаются во внимание только энергетические характеристики объекта исследования, а именно индикаторная мощность и индикаторный КПД, что позволяет оценить термодинамическое совершенство того или иного способа регулирования. Но не учитываются изменение капитальных и эксплуатационных затрат, а также другие факторы, например повышенный износ оборудования и, как следствие, сокращение его срока службы, особенности технологических режимов конкретных производств-потребителей искусственного холода. В связи с этим оценка регулирования холодопроизводительности включением-выключением компрессора и частотным регулированием представляется нецелесообразной по следующим причинам.

✓ В случае применения частотного регулирования значительно возрастают капитальные затраты, что связано с установкой дополнительного оборудования для изменения частоты вращения электродвигателя. Кроме того, несмотря на то, что в зарубежной литературе много внимания уделяется этому способу регулирования [1], он имеет существенный недостаток – отклонение окружной скорости от оптимального значения, особенно при низких частотах вращения, т. е. при малых холодопроизводительностях. При этом из-за увеличения относительных протечек снижаются как объемные (коэффициент подачи), так и энергетические (индикаторный КПД) характеристики компрессора.

✓ При регулировании включением-выключением компрессора снижается срок службы электродвигателя, что связано с частым воздействием на обмотки повышенных пусковых токов. Кроме того, при этом способе регулирования не всегда возможно точное поддержание температуры в режимах с малой нагрузкой из-за тепловой инерционности системы.

В данной статье с помощью математической модели,

основанной на системе дифференциальных уравнений, описывающих термодинамическое состояние рабочего вещества компрессора в течение рабочего цикла,

$dp/d\varphi_I = p(\varphi_I)$, $dT/d\varphi_I = T(\varphi_I)$ и $dM/d\varphi_I = M(\varphi_I)$ [2], проводится сравнение золотникового способа регулирования и регулирования дросселированием на всасывании.

Выражение для определения холодопроизводительности компрессора можно представить в следующем виде:

$$Q_0 = G q_0 = \frac{\lambda V_t}{v_i} q_0, \quad (1)$$

где Q_0 – холодопроизводительность компрессора, кВт;

G – массовый расход хладагента через компрессор, кг/с;

q_0 – удельная массовая холодопроизводительность цикла, кДж/кг;

λ – коэффициент подачи компрессора;

V_t – теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с;

v_i – удельный объем пара на всасывании, м³/кг.

Как видно из формулы (1), при регулировании холодопроизводительности изменяется значение массового расхода пара хладагента через компрессор, в то время как удельная массовая холодопроизводительность остается неизменной, так как является характеристикой всего термодинамического цикла, а не только компрессора.

Смыл регулирования дросселированием на всасывании заключается в том, что искусственно снижается давление на входе в компрессор. Это, в свою очередь, ведет к уменьшению коэффициента подачи компрессора и к увеличению удельного объема пара на всасывании. При этом величина теоретической объемной производитель-

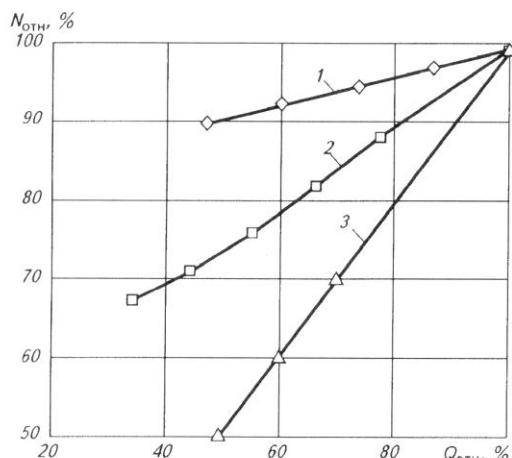


Рис. 1. Зависимость относительной индикаторной мощности $N_{\text{отн.}}$ от относительной холодопроизводительности винтового компрессора $Q_{\text{отн.}}$ при различных способах регулирования:
1 – дросселирование на всасывании; 2 – золотниковое регулирование; 3 – идеальный случай;
режим: $t_0 = -6,5^{\circ}\text{C}$; $t_k = 38,3^{\circ}\text{C}$; $\varepsilon_r = 3,0$

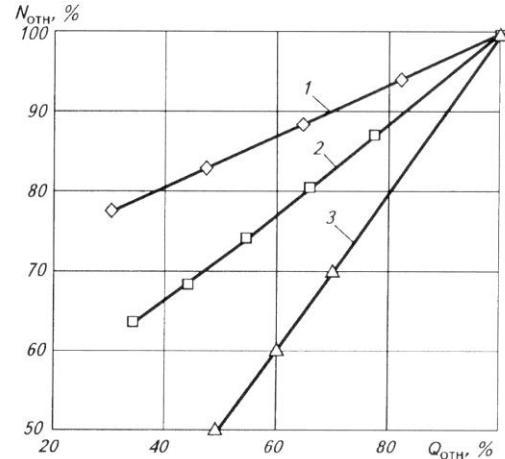


Рис. 2. Зависимость относительной индикаторной мощности $N_{\text{отн.}}$ от относительной холодопроизводительности винтового компрессора $Q_{\text{отн.}}$ при различных способах регулирования:
1 – дросселирование на всасывании; 2 – золотниковое регулирование; 3 – идеальный случай;
режим: $t_0 = -14,5^{\circ}\text{C}$; $t_k = 36,3^{\circ}\text{C}$; $\varepsilon_r = 4,0$

ности остается постоянной, $V_t = \text{const}$, так как является конструктивной характеристикой компрессора.

В то же время при регулировании путем изменения эффективной длины винтов компрессора (золотниковый способ) изменяется теоретическая объемная производительность, а величина удельного объема на всасывании остается неизменной. Что касается коэффициента подачи, то он несколько снижается из-за подогрева всасываемого пара паром, перепускаемым из полостей сжатия в процессе регулирования.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости изменения относительной индикаторной мощности компрессора от степени регулирования холодопроизводительности для рассматриваемых способов регулирования при двух режимах работы холодильной машины, полученные с помощью компьютерной программы, основанной на разработанной авторами математической модели. Кроме этого для сравнения представлен идеальный случай регулирования, при котором уменьшение мощности компрессора соответствует уменьшению его производительности.

Как видно из рис. 1 и 2, при работе на более низкотемпературном режиме эффективность дросселирования на всасывании возрастает. Чтобы проанализировать причины этого, представим индикаторную мощность компрессора в следующем виде:

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i} = \frac{G l_s}{\eta_i} = \frac{\lambda V_t l_s}{v_i \eta_i}, \quad (2)$$

где N_s – изоэнтропная мощность, кВт;

l_s – удельная изоэнтропная мощность сжатия, Дж/(кг·К);

η_i – индикаторный КПД компрессора.

Как известно, с уменьшением давления всасывания

увеличиваются удельная изоэнтропная работа сжатия и удельный объем пара на всасывании, а коэффициент подачи и индикаторный КПД снижаются.

Относительное уменьшение индикаторной мощности при регулировании

$$N_{\text{отн}} = \frac{N_i}{N_{i,100}} = \frac{\lambda_i l_{i,100} \eta_{i,100}}{v_i \eta_i \lambda_{100} l_{s,100}} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \frac{l_s}{l_{s,100}} \frac{v_{i,100}}{v_i} \frac{\eta_{i,100}}{\eta_i}, \quad (3)$$

где индекс «100» означает параметр при полной нагрузке.

Относительное уменьшение холодопроизводительности

$$Q_{\text{отн}} = \frac{Q_0}{Q_{0,100}} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \frac{v_{i,100}}{v_i} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \frac{v_{i,100}}{v_i}. \quad (4)$$

Степень термодинамического совершенства регулирования холодопроизводительности можно оценить с помощью отношения величин $N_{\text{отн}}$ к $Q_{\text{отн}}$. Чем оно ниже, тем ниже мощность, затрачиваемая при работе с неполной холодопроизводительностью, т.е. выше эффективность регулирования. Параметр $\kappa_{\text{рег}} = N_{\text{отн}} / Q_{\text{отн}} = 1$ для идеального случая регулирования, при котором уменьшению производительности соответствует равное уменьшение мощности компрессора, $\kappa_{\text{рег}} > 1$ для всех других случаев:

$$\kappa_{\text{рег}} = \frac{N_{\text{отн}}}{Q_{\text{отн}}} = \frac{l_s}{l_{s,100}} \frac{\eta_{i,100}}{\eta_i}. \quad (5)$$

Анализ данных по термодинамическим свойствам хладагентов показал, что с уменьшением давления всасывания отношение изоэнтропной работы сжатия при частичной холодопроизводительности к этой же величине при полной холодопроизводительности также уменьшается. Что касается индикаторного КПД компрессора, то, по расчетным данным, его уменьшение при регулировании холодопроизводительности в режимах, представленных на рис. 1 и 2, примерно одинаково. Поэтому отношение $\kappa_{\text{рег}}$ уменьшается с уменьшением давления всасывания.

Таким образом, эффективность регулирования холодопроизводительности дросселированием на всасывании возрастает с уменьшением давления всасывания.

В то же время, как видно из рис. 1 и 2, эффективность золотникового регулирования для рассматриваемых режимов также увеличивается с уменьшением давления всасывания, но менее значительно, чем в предыдущем случае. Это объясняется тем, что изоэнтропная работа сжатия в данном случае остается постоянной, а отношение индикаторных КПД при полной нагрузке и при регулировании по данным расчетов несколько снижается (на 1–2 %) с уменьшением давления всасывания, что, в свою очередь, ведет к уменьшению отношения $\kappa_{\text{рег}}$.

Влияние давления всасывания на эффективность регулирования

Как отмечалось ранее, в реальных условиях эксплуатации возможны такие режимы работы холодильных систем, при которых давление внутреннего сжатия не совпадает с давлением конденсации. Кроме того, сам принцип золотникового регулирования холодопроизводительности неизбежно подразумевает уменьшение

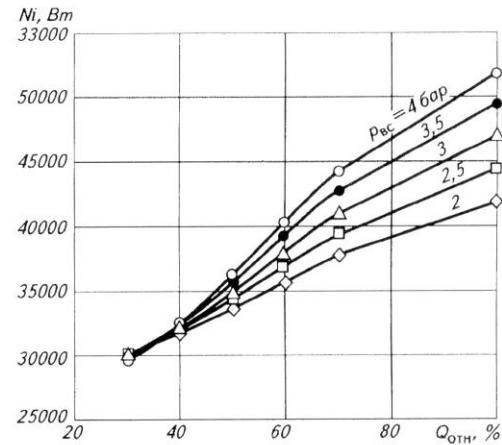


Рис. 3. Зависимость индикаторной мощности N_i винтового компрессора от относительной холодопроизводительности $Q_{\text{отн}}$ при различных значениях давления всасывания и фиксированном давлении нагнетания $p_n = 14,5$ бар

геометрической степени сжатия ϵ_r , а значит, и внутренней степени повышения давления π_A .

На рис. 3 и 4 представлены зависимости изменения соответственно абсолютных и относительных значений индикаторной мощности экспериментального компрессора BX-130 от относительной холодопроизводительности при различных значениях давления всасывания и постоянном давлении нагнетания. Геометрическая степень сжатия также оставалась фиксированной и равной ($\epsilon_r = 4$).

Как видно из рис. 3 и 4, эффективность золотникового регулирования увеличивается с повышением давления всасывания. Это обусловлено тем, что с уменьшением

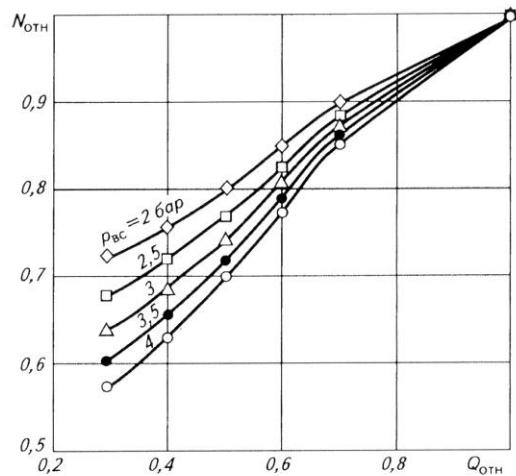


Рис. 4. Зависимость относительной индикаторной мощности $N_{\text{отн}}$ от относительной холодопроизводительности винтового компрессора $Q_{\text{отн}}$ при различных значениях давления всасывания и фиксированном давлении нагнетания $p_n = 14,5$ бар

давления всасывания увеличивается коэффициент режима $k_p = p_v/p_A$, т.е. возрастают потери, связанные с недожатием рабочего вещества в компрессоре. При регулировании холодопроизводительности в связи с уменьшением эффективной длины винтов коэффициент k_p еще больше увеличивается. При этом с уменьшением давления всасывания уменьшается наибольшая разница между значениями коэффициента k_p при полной и частичной нагрузках, т.е. степень недожатия. В результате индикаторная мощность компрессора при работе с неполной нагрузкой уменьшается менее значительно при работе на режимах с большей степенью недожатия.

При дальнейшем увеличении давления всасывания при работе компрессора с полной нагрузкой имеет место пережатие рабочего вещества, т.е. $p_A > p_H$. В этом случае регулирование производительности является полезным с точки зрения выравнивания давлений конца внутреннего сжатия и нагнетания и соответственно уменьшения потерь, связанных с пережатием рабочего вещества. Дальнейшее уменьшение объемной производительности ведет к недожатию рабочего вещества в связи со значительным уменьшением эффективной длины винтов, однако степень недожатия в этом случае, естественно, меньше, чем в режимах с низким давлением всасывания, а значит, меньше потери и соответственно выше эффективность регулирования производительности.

На практике температура у потребителей холода в большинстве случаев остается примерно постоянной, что связано с особенностями технологических процессов. Изменение значения температуры охлаждаемой среды обычно связано с изменением технологического режима производства, что происходит довольно редко или не происходит вообще. Однако в установках, функционирующих в условиях наличия пиковых нагрузок, режим работы компрессора по давлению всасывания может быть переменным из-за периодического значительного повышения температуры охлаждаемого объекта.

Влияние давления нагнетания на эффективность регулирования

По-другому обстоит дело с высокой температурой, от которой напрямую зависят давление конденсации и соответственно давление нагнетания, а значит, непосредственно весь рабочий цикл компрессора. Причинами колебаний давления конденсации являются сезонные и суточные колебания температуры окружающего воздуха. Прежде всего такие колебания оказывают влияние на конденсаторы воздушного охлаждения и испарительные конденсаторы. Следует отметить, что в связи со значительным удорожанием городской водопроводной воды в современных условиях в холодильных машинах средней и крупной производительности практически не используются кожухотрубные конденсаторы на проточной воде. В случае же применения аппаратов этого типа, как правило, предусматривается система обратного водоснабжения конденсатора, включающая атмосферный охладитель, в качестве которого используются сухая или мокрая градирни. Таким образом, при использовании кон-

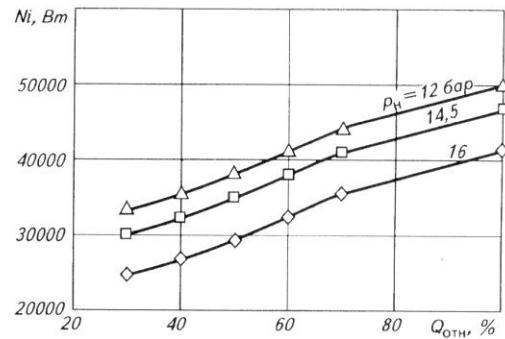


Рис. 5. Зависимость индикаторной мощности N_i от относительной холодопроизводительности $Q_{\text{отн}}$ винтового компрессора при различных значениях давления нагнетания и фиксированном давлении всасывания $p_{\text{вс}} = 3$ бар

денсаторов всех наиболее распространенных в настоящее время типов, а именно воздушных, испарительных, кожухотрубных и пластинчатых (в машинах средней и малой мощности), давление конденсации в значительной степени зависит от температуры окружающей среды.

Алгоритм управления давлением конденсации в большинстве современных контроллеров холодильных машин примерно одинаков: включением-выключением вентиляторов воздушного конденсатора или сухой градирни либо насоса в испарительном конденсаторе. При таком алгоритме управления возможны весьма значительные колебания давления конденсации при работе холодильной машины с переменной нагрузкой, в особенности при невысоких температурах окружающего воздуха. В случае превышения значением регулируемого параметра вели-

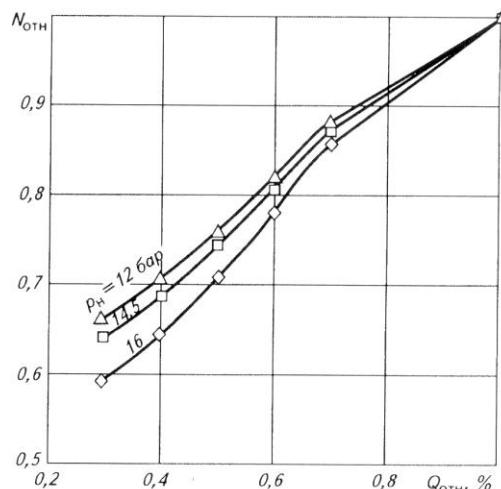


Рис. 6. Зависимость относительной индикаторной мощности $N_{\text{отн}}$ от относительной холодопроизводительности $Q_{\text{отн}}$ винтового компрессора при различных значениях давления нагнетания и фиксированном давлении всасывания $p_{\text{вс}} = 3$ бар

чины уставки и дифференциала постепенно включают-
ся вентиляторы. При работе с неполной нагрузкой дав-
ление сравнительно быстро уменьшается, что приво-
дит к отключению вентиляторов. При этом некоторое
время давление продолжает снижаться из-за тепловой
инерционности системы, затем вновь начинает рас-
ти. Далее цикл повторяется. При работе с полной на-
грузкой эти колебания практически исчезают, и ма-
шина работает в установившемся режиме, однако при
частичной холодопроизводительности бывает весьма
затруднительно поддерживать давление конденсации
на постоянном уровне.

В связи с этим актуальным является вопрос оценки
эффективности регулирования холодопроизводительно-
сти при фиксированном давлении всасывания и пере-
менном давлении нагнетания.

На рис. 5 и 6 представлены зависимости абсолютного
и относительного значений индикаторной мощности
компрессора от его относительной холодопроизводитель-
ности при работе на режимах с переменным давлением
нагнетания.

Здесь, как и в предыдущем случае, наблюдается рост
эффективности регулирования с увеличением соответ-
ствия внешней и внутренней степеней повышения дав-
ления. Таким образом, снижение давления нагнетания
приводит к увеличению энергетической эффективности
компрессора при работе с частичной нагрузкой.

Сравнение золотникового регулирования и регули-

рования дросселированием на всасывании показало,
что при уменьшении температуры кипения эффектив-
ность золотникового регулирования увеличивается, но
менее интенсивно, чем при дросселировании на вса-
сывании.

Относительная индикаторная мощность при частич-
ной нагрузке наиболее значительно снижается на режи-
мах с высокими температурами кипения и низкими тем-
пературами конденсации при фиксированной геометри-
ческой степени сжатия.

Учитывая, что маслозаполненные винтовые компрес-
соры широко применяются практически во всех схем-
ных решениях холодильных машин крупной, средней, а
в последнее время и малой холодопроизводительности,
повышение эффективности их работы в режимах с час-
тичной нагрузкой может обеспечить значительное (осо-
бенно в крупных установках) снижение эксплуатацион-
ных затрат на производство искусственного холода, что
представляется весьма важным в условиях роста цен на
электроэнергию.

Список литературы

1. Ulrich A. Optimale Verdichterantriebe: Vorteile durch Frequenzstellung und Softstart // Klte und Klimatechn. 1999. 52. № 10.
2. Пекарев В.И., Ануфриев А.В. Исследование процесса сжатия холодильного винтового компрессора с регули-
руемой производительностью // Турбины и компрес-
соры. 2004. № 3, 4 (28, 29).