

# Расчет рабочих процессов винтового компрессора с регулируемой производительностью

А.В. АНУФРИЕВ, В.И. ПЕКАРЕВ

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

*The possibilities of increasing of capacity control efficiency of screw oil-filled compressors with the use of control valves are considered. Based on mathematical description of the processes in a screw compressor, a set of differential equations for the determination of thermodynamic parameters of refrigerant and oil at any time of the working process is obtained. As a result of the solution of the system, the design indicating diagrams of compressor without regulation, with regulation by a standard control valve and with a control valve of the optimized geometry were obtained. The best results with partial capacity were obtained with the use of the control valve with changed geometry.*

Холодильные системы в соответствии со своей спецификой функционируют при переменных тепловой нагрузке и внешних температурах, что, в свою очередь, приводит к смещению термодинамического равновесия охлаждаемых объектов. Подбор оборудования ведется таким образом, чтобы обеспечить заданный температурный режим потребителей холода при максимальных расчетных значениях тепловой нагрузки и температуры окружающей среды. Естественно, при снижении одного или обоих этих параметров холодопроизводительность системы оказывается выше тепловой нагрузки на нее. Для приведения в соответствие этих величин применяется регулирование (снижение) производительности компрессора. При этом уменьшается массовый расход хладагента через компрессор  $G_{km}$ , а значит, в конечном итоге и через испаритель  $G_u = G_{km}$ . Таким образом, при постоянной величине удельной массовой холодопроизводительности цикла  $q_0$  снижается количество теплоты, отводимой от охлаждаемого объекта:

$$Q_0 = G_u q_0. \quad (1)$$

Как известно, все существующие в настоящее время способы регулирования холодопроизводительности компрессоров ведут к снижению энергетической эффективности холодильного цикла, выражаемому в увеличении затрат мощности  $N_e$ , подведенной к компрессору, на производство единицы холода, т.е. снижается холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon = N_e / Q_0. \quad (2)$$

Поэтому увеличение эффективности регулирования производительности является одним из перспективных путей совершенствования холодильных компрессоров.

Винтовые маслозаполненные компрессоры (ВМК) – один из самых распространенных типов машин, применяемых в современной холодильной технике. В настоящее время наиболее часто используемым способом регулирования их производительности является перепуск части пара из полостей сжатия в камеру всасывания, называемый также золотниковым регулированием. Регулирование изменением частоты вращения электродвигателя пока не находит широкого практического применения в холодильных винтовых компрессорах, а регулирование “пуск – остановка” используется в основном в машинах небольшой холодопроизводительности. Другие способы регулирования, такие, как дросселирование на всасывании и байпасирование, являются менее энергетически эффективными и редко применяются в системах с винтовыми компрессорами.



Рис. 1. Расчетная схема массового баланса парной полости винтового маслозаполненного компрессора

На рис. 1 изображена схема массовых потоков в винтовом маслозаполненном компрессоре с числом зубьев ведущего ротора  $z_1 = 4$ . На схеме изображены четыре последовательно движущиеся друг за другом парные полости. Каждая полость рассматривается на угле поворота ведущего ротора  $90^\circ$ . Индексы 90, 180 и 270 показывают угол поворота ведущего ротора, на который впереди идущие полости (соответственно вторая, третья и четвертая, считая слева) опережают полость без индекса, в которой процесс сжатия только начинается (угол поворота равен 0). После того как ведущий ротор повернется на  $90^\circ$ , полость  $W$  займет положение  $W_{90}$ , которая, в свою очередь, перейдет на место  $W_{180}$  и т.д. При этом соответственно изменяются составляющие массового баланса парной полости.

Рассмотрим внутренние процессы в винтовом компрессоре. Первый закон термодинамики для открытой термодинамической системы имеет вид

$$dU = dQ - dL + dE_{\text{вх}} - dE_{\text{вых}}, \quad (3)$$

где  $dU$  – изменение внутренней энергии газа;

$dQ$  – элементарное количество теплоты, подведенное к газу от окружающей среды и отведенной от газа к окружающей среде;

$dL$  – элементарная деформационная работа;

$dE_{\text{вх}}$  – полная энергия, вносимая в контрольный объем извне;

$dE_{\text{вых}}$  – полная энергия, отводимая из контрольного объема во внешнее пространство.

Применимально к компрессорам объемного принципа действия выражение (3) можно записать в следующем виде:

$$d(um) = dQ - pdW + \sum i_{\text{вх},i} dm_{\text{вх},i} - \sum idm_{\text{вых},j}, \quad (4)$$

где  $u$  – удельная внутренняя энергия рабочего вещества в контрольном объеме;

$m$  – масса рабочего вещества;

$dW$  – элементарное изменение контрольного объема;

$p$  – давление;

$dm_{\text{вх},i}$  и  $i_{\text{вх},i}$  – присоединяемые масса и ее удельная энталпия;

$dm_{\text{вых},j}$  и  $i$  – отсоединяемые масса и удельная энталпия рабочего вещества в контрольном объеме.

Процессы сжатия в парокомпрессорных холодильных машинах проходят в непосредственной близости от правой пограничной кривой, т.е. в области слабоперегретого пара, термодинамические параметры которого значительно отличаются от параметров идеального газа. В связи с этим при моделировании необходимо учесть реальность рабочего вещества. Уравнение состояния реально-го газа можно записать в следующем виде:

$$\rho W = zmRT, \quad (5)$$

где  $z$  – коэффициент сжимаемости рабочего вещества;

$R$  – газовая постоянная Дж/(кг·К);

$T$  – термодинамическая температура, К.

Выполнив ряд преобразований, получим выражение

$$c_v(pdW + Wdp)/(zR) = dQ - pdW + \sum i_{\text{вх},i} dm_{\text{вх},i} - \sum idm_{\text{вых},j} - idm_{\text{пер}}, \quad (6)$$

где  $c_v$  – удельная объемная теплоемкость, Дж/(кг·К);

$dm_{\text{пер}}$  – масса рабочего вещества, перепускаемого из парной полости в камеру всасывания в процессе регулирования производительности, кг.

Из выражения (6) можно получить дифференциальное уравнение, описывающее изменение давления в контрольном объеме в зависимости от времени:

$$dp/dt = zR/(c_v W) \{dQ/dt - [1 + c_v/(zR)] p dW/dt + \sum i_{\text{вх},i} dm_{\text{вх},i}/dt - \sum idm_{\text{вых},j}/dt - i dm_{\text{пер}}/dt\}. \quad (7)$$

Полная внутренняя энергия рабочего вещества в контрольном объеме равна

$$dU = d(um) = mdu + udm. \quad (8)$$

Тогда можно записать, что

$$mdu = dU - udm = Q - pdW + \sum (i_{\text{вх},i} - i) dm_{\text{вх},i} + p v (\sum dm_{\text{вх},i} - \sum dm_{\text{вых},j} - dm_{\text{пер}}). \quad (9)$$

Изменение температуры рабочего вещества в элементарном рабочем процессе:

$$dT = du/c_v. \quad (10)$$

Подставив выражение (9) в (10) и выполнив преобразования, получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение температуры рабочего вещества в зависимости от времени:

$$dT/dt = 1/(c_v m) [dQ/dt - p dW/dt + \sum (i_{\text{вх},i} - i) dm_{\text{вх},i}/dt + p v (\sum dm_{\text{вх},i}/dt - \sum dm_{\text{вых},j}/dt - dm_{\text{пер}}/dt)]. \quad (11)$$

Уравнение сохранения массы рабочего вещества для парной полости

$$m = m + \sum dm_{\text{вх},i} - \sum dm_{\text{вых},j} - dm_{\text{пер}}. \quad (12)$$

Применимально к компрессорным машинам более удобно пользоваться зависимостями изменения параметров рабочего вещества не от времени, а от угла поворота ведущего ротора  $\phi$ . В этом случае дифференциальные уравнения (7) и (11) преобразуются соответственно к следующему виду:

$$dp/d\phi = zR/(c_v W) \{dQ/dt - [1 + c_v/(zR)] \omega p dW/d\phi + \sum i_{\text{вх},i} G_{\text{вх},i}/dt - \sum i G_{\text{вых},j}/dt - i G_{\text{пер}}\}; \quad (13)$$

$$dT/d\phi = 1/(c_v m \omega) [dQ/dt - \omega p dW/d\phi + \sum (i_{\text{вх},i} - i) G_{\text{вх},i} + p v (G_{\text{вх},i} - G_{\text{вых},j} - G_{\text{пер}})], \quad (14)$$

где  $\phi$  – угол поворота ведущего ротора, рад;

$\omega$  – угловая скорость вращения ведущего ротора, рад/с;  $G_{\text{вх},i}$ ,  $G_{\text{вых},j}$ ,  $G_{\text{пер}}$  – соответственно массовые расходы присоединяемого, отделяемого и перепускаемого на всасывание при регулировании производительности рабочего вещества, кг/с.

Зависимость объема парной полости от угла поворота ведущего ротора компрессора  $W = W(j)$  получена аналитическим методом, описанным в [6].

В маслозаполненных компрессорах при определении объема сжимаемого пара следует учитывать объем, занимаемый впрыскиваемым маслом. Однако его значение по сравнению с объемом парной полости весьма незначительно, особенно в фреоновых машинах, где относительный массовый расход масла при работе в среднетемпературных режимах обычно не превышает значение 1. Поэтому в данной работе сделано допущение о том, что объем сжимаемого рабочего вещества равен объему парной полости на данном угле поворота ведущего ротора.

Наиболее приемлемой методикой расчета массообмена между рассматриваемой парной полостью и сопряженными полостями в сухой винтовой машине является методика И.А. Сакуна [6], которая учитывает влияние на расход рабочего вещества:

- формы щелей и их геометрических размеров;
- параметров рабочего вещества до и после щели;
- длины пути дросселирования; трения в потоке;
- потерь входа и выхода.

Однако при расчете протечек в маслозаполненной машине необходимо учитывать наличие масла, уплотняющего щелевые зазоры. Для расчета течения двухфазной среды через зазоры может быть принята методика, описанная в [3], которая основана на том, что характер зависимости  $\kappa_r = f(\kappa_x)$ .

где  $\kappa_r$  – отношение расхода газа через уплотненную жидкостью щель к расходу через сухую щель;

$\kappa_x$  – отношение действительного количества жидкости к ее минимальному количеству, достаточному для полного уплотнения щели при данном перепаде давлений, не зависит ни от геометрии щелевых каналов, ни от количества и свойств уплотняющей жидкости.

Зависимость, полученная в [3] на основании обобщения результатов исследования течения бинарных гетерогенных смесей через щелевые каналы, выглядит следующим образом:

$$\kappa_r/(1 - \kappa_r) = 0,416/[\kappa_x/(1 - \kappa_x)^{0,708}], \quad (15)$$

где 0,416 и 0,708 – эмпирические коэффициенты.

Массовый расход перепускаемого в камеру всасывания хладагента можно записать в следующем виде:

$$G_{\text{пер}} = \alpha \varepsilon_p f \sqrt{2} \rho (p - p_{\text{вс}}), \quad (16)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода;

$\varepsilon_p$  – коэффициент расширения;

$f$  – площадь проходного сечения перепускного окна,  $\text{м}^2$ ;

$\rho, p$  – плотность и давление рабочего вещества в парной полости,  $\text{кг}/\text{м}^3$  и Па, соответственно;

$p_{\text{вс}}$  – давление в камере всасывания, Па.

Вследствие отсутствия экспериментальных данных значения коэффициента расхода перепускного окна определялись по зависимостям для коэффициентов газо-

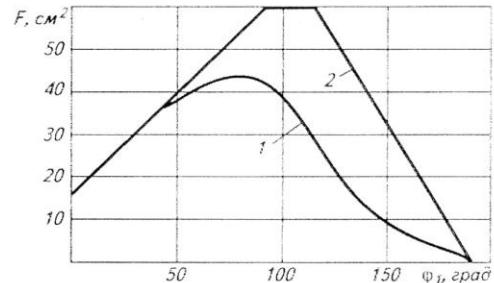


Рис. 2. Зависимость площади проходного сечения перепускного окна от угла поворота ведущего ротора при регулировании:

1 – стандартным золотником; 2 – измененным золотником

динамических сопротивлений всасывающих и нагнетательных окон, приведенным в [7]. За характерный параметр при определении числа Рейнольдса принимался эквивалентный диаметр перепускного окна. Скорость движения хладагента определялась по формуле [7]:

$$c = 2\pi\lambda V_{\text{пр}}/\alpha_{\text{в.пр}}, \quad (17)$$

где  $\lambda$  – коэффициент, учитывающий тормозящее воздействие разнонаправленности скоростей движения частиц газа в канале винта (приближенно принимается равным коэффициенту подачи компрессора).

$l$  – длина винтов, м;

$V_{\text{пр}}$  – приведенная частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ,  $V_{\text{пр}} = (0,54 + i_{21})V_1$ ;

$\alpha_{\text{в.пр}}$  – приведенный угол всасывания,

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 0,5(1+i_{21})\alpha_{\text{вн}},$$

$i_{21}$  – соотношение числа зубьев роторов, (индекс 1 относится к ведущему ротору, 2 – к ведомому).

Коэффициент расширения может быть найден из уравнения

$$\varepsilon_p = 1 - C/k |(p - p_{\text{вс}})/p|, \quad (18)$$

где  $C$  – экспериментальный коэффициент.

Так как относительная разность давлений в парной полости и в камере всасывания на фазе регулирования невелика, принимаем  $\varepsilon_p$  равным 1.

Как известно, при регулировании золотниковым способом одной из причин уменьшения индикаторного КПД являются дополнительные затраты мощности на перепуск рабочего вещества из рабочей полости в камеру всасывания, обусловленные наличием газодинамических сопротивлений на пути движения газа. Одним из способов увеличения энергетической эффективности компрессора при регулировании производительности является снижение величины упомянутых сопротивлений. Для этого кромки золотника регулятора выполняются не перпендикулярно продольной оси компрессора, а под углами, равными углам наклона винтовой линии соответствующего винта, что позволяет увеличить площадь проходного сечения перепускного окна и тем самым снизить по-

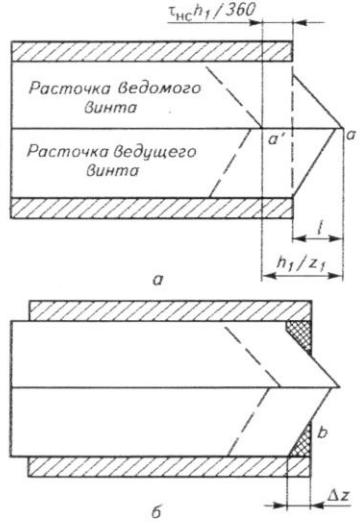


Рис. 3. Схема регулирования производительности винтового компрессора

тери при его прохождении. На рис. 2 представлена зависимость площади перепускного окна  $F$  от угла поворота ведущего ротора  $\varphi$ , для винтового холодильного компрессора BX-130 с диаметром роторов  $D=160$  мм при работе с объемной производительностью 50 %.

Конструкция стандартного золотника с плоским торцом на стороне всасывания не позволяет изменять теоретическую объемную производительность от 100 до 80 %. Это объясняется тем, что при перемещении золотника сжатие начинается в момент, когда задний по направлению перемещения парной полости от торца всасывания к торцу нагнетания зуб подойдет к гребню расточки золотника. При этом ведущий ротор повернется на угол  $\varphi = 360/z_1$  от начала сокращения парной полости. Объем парной полости в этот момент, а следовательно, и производительность компрессора меньше максимальной примерно на 20 %. Для плавного регулирования производительности компрессора в этом случае необходимо, чтобы при полной производительности точка пересечения кромки золотника со стороны ведущего винта с гребнем расточки (рис. 3, точка  $a$ ) находилась в корпусе всасывания на расстоянии

$$l = h_1/z_1 - \tau_{\text{нс}} h_1 / 360 \quad (19)$$

от торца всасывания,

где  $\tau_{\text{нс}}$  — угол, на который повернется ведущий винт от момента входа зуба ведомого винта во впадину ведущего до момента достижения максимального объема парной полости.

В этом случае при перемещении золотника на расстояние  $\Delta z$  (см. рис. 3, б) открывается перепускное окно, соединенное с камерой всасывания (на рис. 3, б окно заштриховано). Сжатие в этом случае начнется, когда зуб ве-

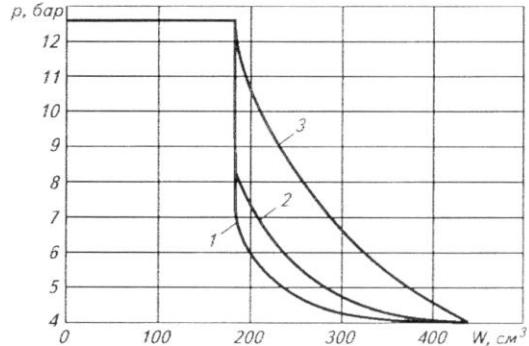


Рис. 4. Индикаторные диаграммы экспериментального компрессора BX-130: 1, 2 — при работе с объемной производительностью 50% соответственно с измененным и стандартным золотником; 3 — без регулирования производительности

дущего винта подойдет к точке  $b$  (рис. 3, б). При этом зуб повернется на угол

$$\varphi = \tau_{\text{нс}} + \Delta z \cdot 360/h_1 \quad (20)$$

$$\Delta\varphi = \Delta z \cdot 360/h_1 \quad (21)$$

также бесконечно мало, изменение объема парной полости. Таким образом, возможно плавное регулирование производительности.

При расчете количества теплоты, подведенного к рабочему веществу или отведенного от него внешней средой, будем учитывать только теплообмен с впрыскиваемым маслом. Такое допущение вполне справедливо, так как вклад других источников внешнего теплообмена в общее количество теплоты незначителен, а расчеты ведутся, как правило, по эмпирическим формулам, что снижает их точность. Тогда можно записать, что

$$dQ/dt = \alpha F(T_m - T), \quad (22)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  — суммарная площадь теплообмена между рабочим веществом и маслом, м<sup>2</sup>;

$T_m$  и  $T$  — соответственно температуры масла и хладагента, К.

Закон сохранения энергии для жидкостной фазы (масла) можно записать в виде

$$dT_m/dt = c_m m_m T_m, \quad (23)$$

где  $c_m$  и  $m_m$  — соответственно удельная теплоемкость, Дж/(кг·К), и масса жидкости, кг.

Из выражений (22) и (23) можно вывести дифференциальное уравнение изменения температуры масла в зависимости от угла поворота ведущего ротора компрессора:

$$dT_m/d\varphi = \alpha F(T - T_m)/(c_m m_m \omega). \quad (24)$$

Решая систему дифференциальных уравнений (13), (14) и (24), можно определить термодинамические параметры хладагента и масла, соответствующие любому значе-

нию угла поворота ведущего ротора компрессора, т.е. в любой момент рабочего процесса компрессора.

Решение данной системы дифференциальных уравнений проводилось численным методом Рунге-Кутта [1]. В результате получены расчетные индикаторные диаграммы компрессора при регулировании производительности золотниками разной формы, а также без регулирования. Такие индикаторные диаграммы для экспериментального компрессора BX-130 с геометрической степенью сжатия 2,6 представлены на рис. 4.

Как видно из диаграмм, индикаторная мощность компрессора при регулировании измененным золотником уменьшается, что, в свою очередь, ведет к увеличению индикаторного КПД машины.

Расчеты, проведенные для режима с температурой кипения  $t_0 = -7^\circ\text{C}$  и температурой конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$  при геометрической степени сжатия компрессора  $\varepsilon_r = 2,6$ , показали, что при снижении относительной объемной производительности компрессора до 50 % при регулировании стандартным золотником индикаторный КПД снижается почти на 30 %, в то время как использование золотника с кромками под углом позволяет повысить этот параметр на 4 % по сравнению с применением золотника с обычными кромками. В режиме  $t_0 = -20^\circ\text{C}$  и  $t_k = +35^\circ\text{C}$ , при  $\varepsilon_r = 4$  в той же ситуации индикаторный КПД снижается на 27 %, а выигрыш в КПД при замене стандартного золотника на измененный составляет 5 %.

Разработанная методика расчета и вычислительная программа позволяют проводить расчеты рабочих процессов винтового компрессора при работе с полной и частичной производительностью, что весьма важно при оценке и разработке путей повышения энергетической эффективности уже существующих и вновь проектируемых холодильных систем.

#### Список литературы

1. Лубенец В.Д., Автономова И.В., Алешин В.И. К вопросу о расчете расхода газа через уплотненные маслом щелевые каналы // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 12.
2. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране / Пер. с английского Б.Н. Казака. – М.: Мир, 1977.
3. Носков А.Н., Сакун И.А., Пекарев В.И. Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. 1985. № 6.
4. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров. – М.: Агропромиздат, 1987.
5. Повышение эффективности работы винтового компрессора при уменьшении производительности с помощью подвижного золотника / В.И. Пекарев, В.И. Ведайко, А.П. Алексеев и др. // Процессы холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: Сб. науч. тр. – СПб.: СПбТИХП, 1992.
6. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1970.
7. Холодильные машины: Учебник / Под общ. ред. Л.С. Тимо-