

УДК 621.567.59

Моделирование рабочих процессов винтового компрессора при регулировании производительности

Канд. техн. наук **А. В. АНУФРИЕВ**, д-р техн. наук **В. И. ПЕКАРЕВ**

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

The change in the section area of a relief port of a screw compressor, the volumetric capacity of which is regulated by a slide valve, is considered. The analysis of change of the relief port area by the turning angles of the driving rotor shows that if the valve with changed rims is used, then this area in the phase of control is always larger, i. e., the gas dynamic resistance is less. Besides, the mathematical model of the compressor BX-130 (R22) shows that compressor efficiency with the changed slide valve during capacity control is 2–8 % higher, than if the standard slide valve is used.

Key words: screw compressor, refrigerant R22, mathematical model, productivity.

Ключевые слова: винтовой компрессор, хладагент R22, математическая модель, производительность.

Большой комплекс работ, проведенных на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики СПбГУНиПТ, показал значительное снижение эффективности работы винтового компрессора при регулировании холодопроизводительности золотниковым способом. Эффективный КПД η_e при уменьшении производительности до 50 % снижается на 30–40 % по сравнению с полной производительностью компрессора [1, 2]. Это происходит вследствие уменьшения геометрической степени сжатия ε_r компрессора при снижении его холодопроизводительности, а также из-за появления дополнительных газодинамических потерь при выталкивании «лишнего» количества пара из парной полости в камеру всасывания.

Работу винтового компрессора при регулировании холодопроизводительности можно условно разбить на четыре этапа. Первый — процесс всасывания, при котором весь объем парной полости заполняется паром рабочего вещества. Второй — процесс выталкивания части пара обратно в камеру всасывания. Третий — непосредственно процесс сжатия и четвертый этап — нагнетание (выталкивание пара из парной полости в камеру нагнетания).

Для создания адекватной математической модели процессов, происходящих в винтовом компрессоре при регулировании его объемной производительности, необходимо знать площадь сечения окна, через которое «лишний» пар перепускается из парной полости в камеру всасывания, на любом угле поворота ведущего ротора. Однако размер и конфигурация этого окна зависят не только от угла поворота ротора, но и непосредственно от положения золотника регулятора. В связи с этим необходимо получить зависимости площади перепускного окна $f_{\text{пер}}$ от угла поворота ведущего ротора φ_1 при разных фиксированных значениях положения золотника.

Рассмотрим более подробно изменение площади перепускного окна экспериментального компрессора VX-130 при положении золотника, соответствующем 40 % объемной производительности.

Положение регулятора должно быть таким, чтобы сжатие началось в момент, когда объем парной полости составляет заданное значение величины объемной производительности.

При производительности 40 % объем парной полости в начале сжатия должен составлять 40 % от полного объема

$$W_{o,40} = \frac{40W_o}{100} \quad (1)$$

или в общем случае

$$W_{o,x} = \frac{xW_o}{100}, \quad (2)$$

где x — заданное значение объемной производительности компрессора, %.

Для того чтобы правильно определить положение золотника, необходимо определить угол поворота ротора в момент, когда объем парной полости составит x процентов от полного объема.

Для экспериментального компрессора VX-130 полный объем парной полости равен $W_o = 429 \text{ см}^3$, значит, при производительности 40 % сжатие должно начаться в момент, когда объем полости составит $W_{o,40} = 174,6 \text{ см}^3$. Такому значению соответствует угол поворота ведущего ротора $\varphi_1 = 224,6^\circ$.

Далее, воспользовавшись зависимостью между углом поворота ротора и продольным перемещением винтовой линии, определяем положение золотника регулятора производительности

$$z_p = \frac{\varphi_1 h_1}{360} - \frac{h_1}{z_1}, \quad (3)$$

где z_p — продольное положение золотника от торца всасывания, мм;

φ_1 — угол поворота ведущего ротора, град;

h_1 — осевой шаг ведущего винта, мм.

На рис. 1, а–г схематично изображены стадии изменения формы и размеров перепускного окна при регулировании холодопроизводительности компрессора с помощью золотникового регулятора с кромками, расположенными под углами, равными углам наклона винтовых линий соответствующих винтов [3], а на рис. 2 — зависимость $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$.

Изменение конфигурации перепускного окна происходит в три этапа, соответствующие схемам (а)–(г) на рис. 1. На первом этапе (рис. 1, а) имеет место линейное увеличение площади перепускного окна — участок 1–2 на рис. 2.

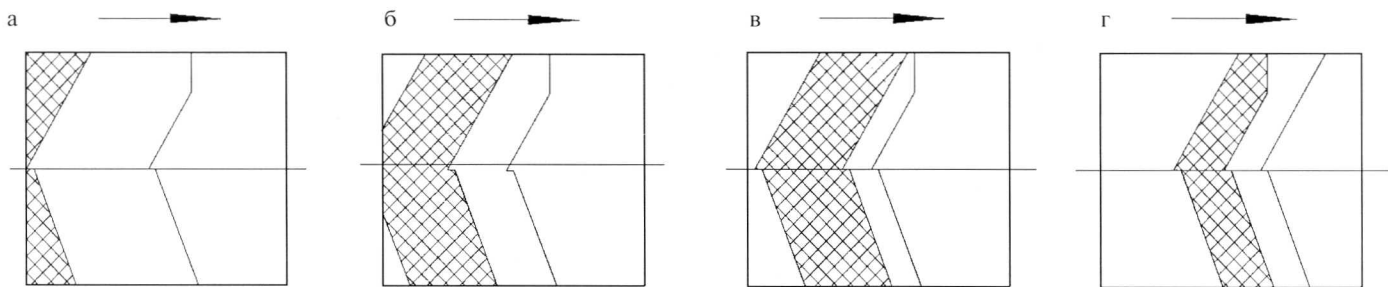


Рис. 1. Изменение конфигурации перепускного окна (а–г) в течение фазы регулирования производительности компрессора с измененным золотником

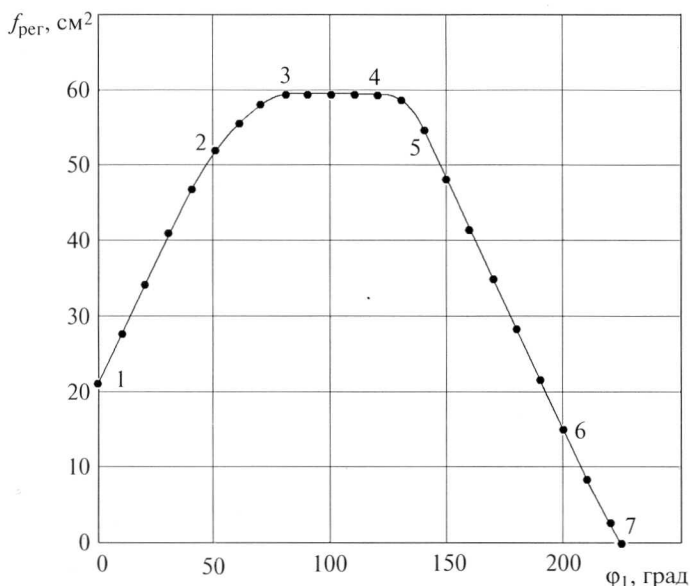


Рис. 2. Зависимость площади сечения перепускного окна $f_{\text{пер}}$ от угла поворота ведущего ротора при регулировании φ_1 измененным золотником

В конце этого этапа (рис. 1, б) линейная зависимость сменяется выпуклой вверх — участок 2–3 на рис. 2, т. е. производная $d f_{\text{пер}}/d \varphi_1$ уменьшается, что объясняется тем обстоятельством, что кромки торца всасывания расположены под прямым углом к продольной оси компрессора, а винтовые линии роторов — нет, а значит, одинаковым приращениям $d \varphi_1$ будут соответствовать разные приращения $d f_{\text{пер}}$.

На втором этапе (рис. 1, в) площадь перепускного окна остается постоянной, о чем свидетельствует горизонтальный участок 3–4 зависимости $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$ на рис. 2. На этом этапе парная полость уже отделилась от торца всасывания, но еще не достигла кромок золотника. При этом, как видно из рис. 1, в, площадь перепускного окна равна полной проекции парной полости на горизонтальную плоскость, а значит, площадь перепускного окна имеет максимально возможное значение. Как будет показано ниже, зависимость $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$ может не иметь горизонтального участка.

Третий этап — уменьшение площади сечения перепускного окна. На рис. 2 этому этапу соответствует участок 4–7. На большей его части (5–6) площадь сечения перепускного окна уменьшается линейно, однако на

участках 4–5 и 6–7 имеет место нелинейность, обусловленная наличием поперечного участка кромки золотника регулятора со стороны ведомого винта (рис. 1, г).

Несколько иначе выглядит зависимость $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$ при регулировании холодопроизводительности стандартным золотником, кромки которого со стороны всасывания расположены под прямым углом к продольной оси компрессора. Схема изменения конфигурации перепускного окна для такого варианта представлена на рис. 3. На начальном этапе (рис. 3, а), как и в случае с измененным золотником, имеет место линейное увеличение площади сечения перепускного окна — участок 1–2 на рис. 4.

Далее зависимость $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$ становится нелинейной — участок 2–4. Нелинейность, как и при регулировании измененным золотником, объясняется различными углами кромок торца всасывания и наклона винтовых линий винтов. Естественно, это обстоятельство зависит только от геометрии винтов, и является общим для регуляторов обоих видов. Как видно из рис. 4, функция $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$ имеет экстремум в точке 3 на участке 2–4 в отличие от случая с измененным золотником (см. рис. 2), когда максимальному значению функции соответствовал целый участок 3–4. Это объясняется тем, что при таком положении золотника, которое показано на рис. 2, в момент, когда задние по направлению движения парной полости зубья отделились от торца всасывания, передние уже достигли кромок регулятора. Вследствие этого максимальное значение площади сечения перепускного окна меньше, чем полная площадь проекции парной полости на горизонтальную плоскость. Следует отметить, что при работе на производительностях 30 % и ниже горизонтальный участок все же будет иметь место, однако его протяженность по углу поворота ведущего ротора будет значительно меньшей, чем при регулировании измененным золотником. Участок 3–4 (рис. 4) — нелинейное уменьшение площади перепускного окна. Этот участок более протяженный, чем у зависимости для измененного золотника (4–5 на рис. 2), так как кромки стандартного золотника располагаются перпендикулярно оси компрессора, а у измененного золотника присутствует лишь небольшой поперечный участок.

Далее следует линейное уменьшение площади перепускного окна на участке 4–5, соответствующее рис. 3, в. При достижении задними по направлению движения зубьями кромок золотника (рис. 3, г) зависимость вновь становится нелинейной — участок 5–6.

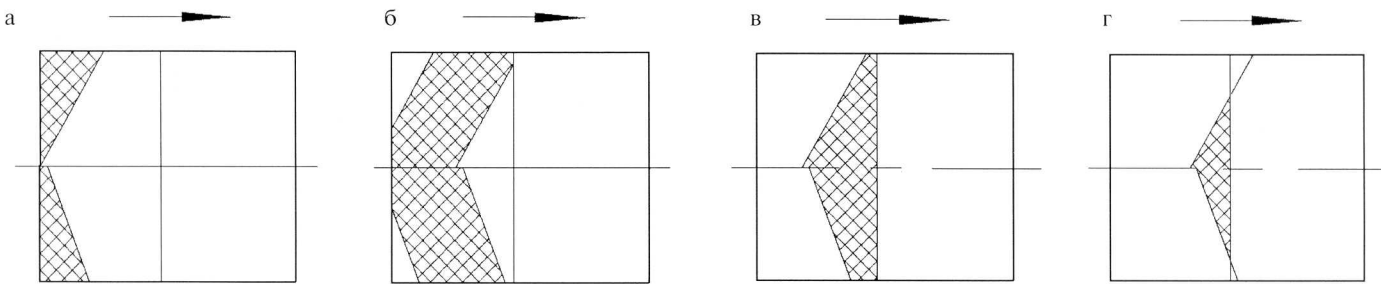


Рис. 3. Изменение конфигурации перепускного окна (а–г) в течение фазы регулирования производительности компрессора со стандартным золотником

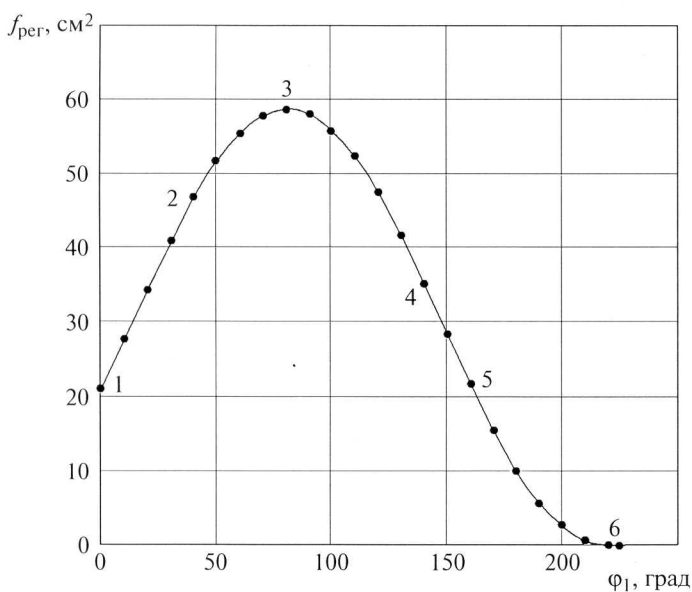


Рис. 4. Зависимость площади сечения перепускного окна $f_{пер}$ от угла поворота ведущего ротора при регулировании φ_1 стандартным золотником

Таким образом, проведенный анализ зависимостей площади перепускного окна от угла поворота ведущего ротора показывает, что в случае использования золотника с измененными кромками имеет место увеличение проходного сечения на всем протяжении фазы регулирования кроме начального участка, когда передние по ходу движения винтов зубья парной полости еще не достигли прямой кромки стандартного золотника, а значит, имеет место уменьшение величины газодинамических сопротивлений при перепуске пара в случае использования измененного золотника.

Термодинамическое состояние хладагента в рабочей полости компрессора при регулировании производительности может быть описано с помощью следующих дифференциальных уравнений [4]:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{zR}{c_v W \omega} \left[\frac{dQ}{dt} - \left(1 + \frac{c_v}{zR} \right) \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum i_{вхi} G_{вхi} - \sum i G_{выхj} - i G_{пер} \right]; \quad (4)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{c_v m \omega} \left[\frac{dQ}{dt} - \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum (i_{вхi} - i) G_{вхi} + p v (G_{вхi} - G_{выхj} - G_{пер}) \right]. \quad (5)$$

Для математического описания процесса перепуска рабочего вещества из парной полости в камеру всасывания вводятся следующие допущения:

- течение газа одномерное изоэнтропное;
- для описания течения в каждый момент времени могут быть использованы зависимости для установившегося потока газа.

Тогда массовый расход перепускаемого хладагента можно записать в следующем виде:

$$G_{пер} = \alpha \varepsilon_p f_{пер} \sqrt{2\rho(p - p_{вс})}, \quad (6)$$

где α — коэффициент расхода;

ε_p — коэффициент расширения;

$f_{пер}$ — площадь проходного сечения перепускного окна, м²;

ρ — плотность рабочего вещества в парной полости, кг/м³;

p и $p_{вс}$ — соответственно давление в парной полости и в камере всасывания, Па.

Вследствие отсутствия данных по стационарным пропускам перепускных окон винтовых компрессоров, значения коэффициента расхода определялись в результате анализа индикаторных диаграмм экспериментального компрессора ВХ-130 с помощью разработанной математической модели [4].

Для этого уравнение (4) решалось относительно величины расхода перепускаемого пара $G_{пер}$:

$$G_{пер} = \left(-\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \frac{c_v W \omega}{zR} + \frac{dQ}{dt} - \left(1 + \frac{c_v}{zR} \right) \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum i_{вхi} G_{вхi} - \sum i G_{выхj} \right) / i. \quad (7)$$

При этом величина $\Delta p / \Delta \varphi$, записанная в конечных разностях, определялась непосредственно из опытной индикаторной диаграммы (см. [1]). Далее вычислялось значение коэффициента расхода перепускного окна

$$\alpha = \frac{G_{пер}}{\varepsilon_p f_{пер} \sqrt{2\rho(p - p_{вс})}}. \quad (8)$$

Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса, полученная в результате вычислений, изображена на рис. 5.

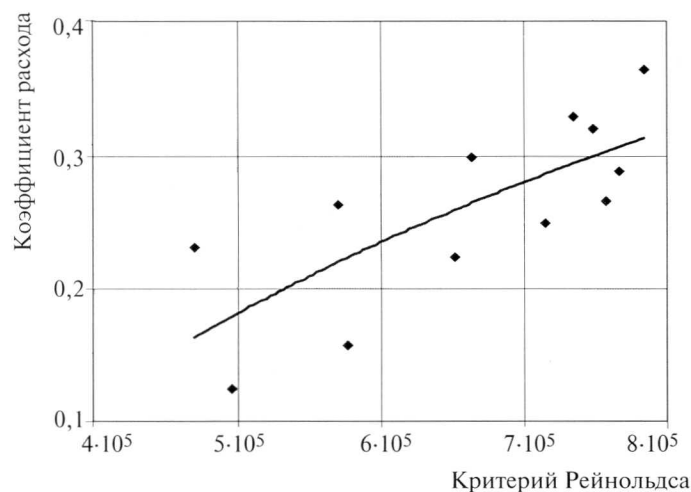


Рис. 5. Зависимость коэффициента расхода перепускного окна от числа Рейнольдса

За характерный параметр при определении числа Рейнольдса принимался эквивалентный диаметр перепускного окна.

$$D_{\text{э}} = \frac{4f_{\text{пер}}}{\Pi_{\text{пер}}}, \quad (9)$$

где $\Pi_{\text{пер}}$ — периметр перепускного окна.

Коэффициент расширения может быть найден из уравнения

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{C}{k} \frac{p - p_{\text{вс}}}{p}, \quad (10)$$

где C — экспериментальный коэффициент.

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

На рис. 6, 7 представлены зависимости давления пара хладагента от объема парной полости в процессе регулирования при объемной производительности компрессора 50 %.

Как видно из диаграмм, сжатие после фазы регулирования начинается при давлении, превышающем давление всасывания. Эта разность давлений обусловлена наличием газодинамических сопротивлений при прохождении пара из парной полости в камеру всасывания. Увеличение индикаторной работы компрессора определяется площадью индикаторной диаграммы под кривой процесса на участке регулирования производительности. На рис. 6 давление в начале сжатия ниже, чем на рис. 7, а значит, меньше и потери работы на выталкивание пара в камеру всасывания. Таким образом, эти рисунки наглядно демонстрируют энергетический эффект от использования золотника с измененными кромками.

Как показали расчеты, проведенные с помощью математической модели для компрессора ВХ-130, работающего на хладоне 22 в режимах пароконденсаторных холодильных машин, использование золотника с кромками, расположенными под углами равными углам наклона винтовых линий соответствующих винтов, позволяет повысить КПД компрессора при регулировании производительности на 2–8 % в зависимости от режима. При этом наибольший эффект наблюдается при работе на режимах

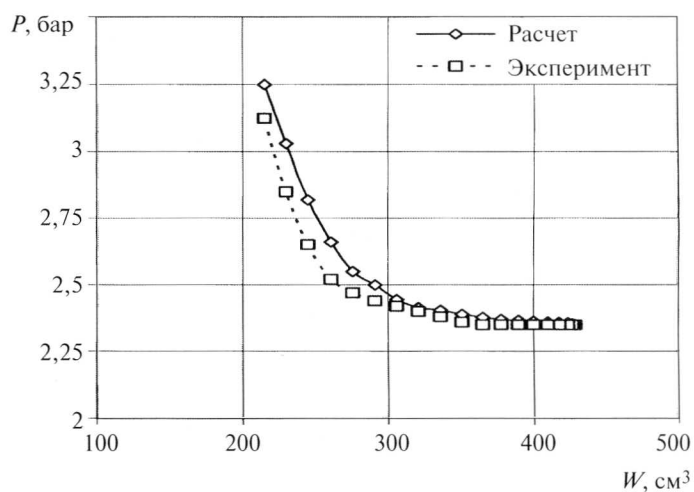


Рис. 6. Зависимость давления от объема парной полости в процессе регулирования производительности стандартным золотником

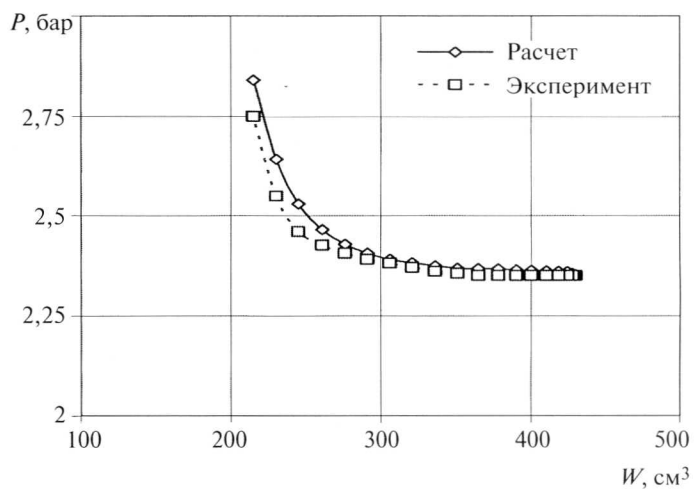


Рис. 7. Зависимость давления от объема парной полости в процессе регулирования производительности измененным золотником

с невысокими значениями внешней степени повышения давления. Расчетные зависимости внутреннего изоэнтальпического КПД от внешней степени повышения давления качественно и количественно согласуются с результатами экспериментальных исследований (см. [1]), что говорит об адекватности разработанной математической модели.

Список литературы

1. Повышение эффективности работы холодильного винтового компрессора при регулировании производительности. — Л.: ЛТИХП. Отчет о НИР по теме 948, № гос. регистрации 01900049636.
2. Холодильные машины: Учебник / Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 1997.
3. А. с. 1691558 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор / Носков А. Н., Алексеев А. П., Пекарев В. И., Ведайко В. И. 1991. Бюл. № 42.
4. Пекарев В. И., Ануфриев А. В. Исследование процесса сжатия холодильного винтового компрессора с регулируемой производительностью // Турбины и компрессоры. 2004. № 3, 4 (28, 29).