

Регулирование производительности холодильного винтового компрессора

Д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ¹, А. А. ЗИМКОВ², Д. С. ТАРАСЕНКОВ³

¹dn.noskoff@rambler.ru, ²artur-zimkov@mail.ru, ³d.tarasenkov@mail.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Рассмотрены способы регулирования производительности холодильного винтового компрессора. Показана недостаточная эффективность используемых в настоящее время способов регулирования. Предложены критерии оценки геометрических показателей профилей винтов: приведенная относительная длина линии контакта винтов и приведенная относительная площадь окна нагнетания. Приведено сравнение профилей винтов различной геометрии и с различным числом зубьев. Рассмотрен перспективный способ регулирования производительности и геометрической степени сжатия золотником и поворотными заслонками. Приведено сравнение потерь работы винтовых компрессоров с различным числом зубьев и профилями винтов в процессе нагнетания при работе на хладагентах R22 и R717 при регулировании производительности одним золотником и золотником и поворотными заслонками. Исследование винтового компрессора с перспективным регулятором позволило определить закон изменения геометрической степени сжатия при уменьшении производительности, при котором величина индикаторного КПД компрессора повышается до 40 % по сравнению с компрессором, регулятор производительности которого состоит из одного золотника.

Ключевые слова: холодильный винтовой компрессор, регулирование производительности, потери работы компрессора, законы регулирования.

Capacity control of refrigeration screw compressor

D. Sc. A. N. NOSKOV¹, A. A. ZIMKOV², D. S. TARASENKOV³

¹dn.noskoff@rambler.ru, ²artur-zimkov@mail.ru, ³d.tarasenkov@mail.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

Different ways of refrigerant screw compressor capacity control are analyzed. Low effectiveness of modern ways of control is shown. Estimation criteria for screw profiles geometry are proposed: reduced relative length of screw contact line and reduced relative area of discharge port. Comparison of screw profiles with different geometry and different numbers of teeth is made. Perspective method of capacity control and geometrical compression ratio by valve and swinging dampers is discussed. Comparison of work loss for refrigerant screw compressor with different numbers of teeth with the ones with different screw profiles during discharge process is made. Compressors are operated at R22 and R717 refrigerants, the capacity control being made by one valve and valve with swinging dampers. Research of refrigerant screw compressor with potential regulator allows determining the law of geometrical compression ratio variation as compressor capacity is being decreased, when the indicated efficiency is increased up to 40 % compared to the compressor with capacity adjuster in the form of one valve.

Keywords: refrigerant screw compressor, capacity control, compressor work loss, laws of control.

В настоящее время широкое распространение получил способ регулирования производительности маслозаполненных холодильных винтовых компрессоров посредством одного золотника, изменяющего эффективную длину роторов. Однако, вследствие неизменности торцевой части окна нагнетания, у такого регулятора вместе с уменьшением производительности уменьшается и геометрическая степень сжатия, что приводит к увеличению потерь работы связанных с недосжатием пара хладагента [1].

В последнее время для регулирования производительности винтовых компрессоров, а также для регулирования геометрической степени сжатия при полной производи-

тельности, зарубежные фирмы, такие как «Frick» (США), «Bitzer» (Германия), «SRM» (Швеция), стали использовать регуляторы, состоящие из двух золотников. В этом случае торцевая часть окна нагнетания должна соответствовать начальной геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 4..5$, а цилиндрическая — $\varepsilon_r = 2,6$ и при перемещении золотников геометрическая степень сжатия изменяется только за счет цилиндрической части окна нагнетания. Это позволило регулировать геометрическую степень сжатия при полной производительности, а также изменять геометрическую степень сжатия при уменьшении производительности по двум законам: при совместном перемещении двух золотников или при перемещении одного золотника.

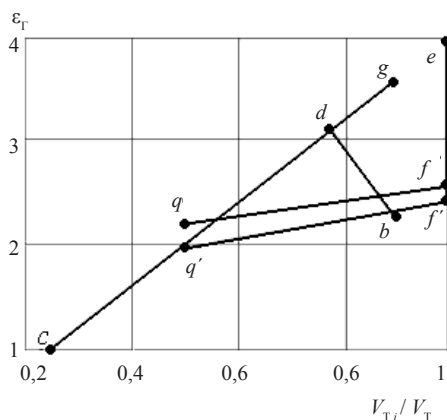


Рис. 1. Зависимость изменения геометрической степени сжатия ε_r от относительной производительности V_{Ti}/V_T

Изменять положение торцевых кромок окна нагнетания (ОН) можно поворотными заслонками. Возможно и одновременное изменение торцевых кромок ОН заслонками, а цилиндрических — золотником [2].

Такая конструкция регулятора позволяет регулировать ε_r при полной производительности и получить произвольные законы изменения ε_r при уменьшении производительности.

На кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики Университета ИТМО было проведено экспериментальное исследование холодильного винтового компрессора ВХ-130. Основные характеристики компрессора: внешние диаметры винтов $D_1 = D_2 = 160$ мм; относительная длина винтов $K_l = l_b/D_1 = 0,9$; соотношение числа зубьев ведущего (ВЦ) и ведомого (ВМ) винтов $z_1/z_2 = 4/6$; частота вращения ВЦ винта $n = 49$ с⁻¹. В компрессоре использованы винты с профилем зубьев типоразмерного ряда СКБК [3]. В качестве рабочего вещества использовался хладон R22.

На рис. 1. представлены зависимости изменения геометрической степени сжатия ε_r от относительной производительности компрессора V_{Ti}/V_{Tn} .

При регулировании двумя золотниками в сомкнутом состоянии при начальной величине $\varepsilon_r = 2,6$ линия $f—e$ соответствует регулированию геометрической степени сжатия при полной производительности. После достижения максимального значения $\varepsilon_r = 4,0$ (точка e) изменение ε_r происходит по линии $e—g—c$. При регулировании производительности одним золотником изменение ε_r происходит по линии $b—d—c$. Недостатком этого регулятора является ограниченность законов изменения геометрической степени сжатия при регулировании производительности.

В настоящее время многие ведущие зарубежные фирмы перешли на выпуск ВКМ с различным соотношением числа зубьев. С точки зрения технологических возможностей изготовления винтов и получения максимально высоких характеристик винтовых компрессоров целесообразно использовать соотношения чисел зубьев 4/6; 5/6.

Сравнение профилей винтов компрессора предлагается проводить по следующим параметрам.

Относительной длине линии контакта винтов, приходящейся на одну парную плоскость (ПП)

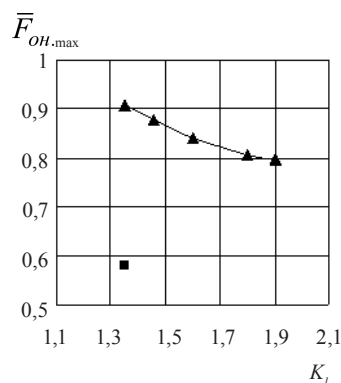


Рис. 2. Зависимость $\bar{F}_{ОН.макс}$ от K_l при $\varepsilon_r = 2,6$:

■ — экспериментальный компрессор;
▲ — компрессор с профилем зубьев по [4] и соотношением числа зубьев 5/6

$$\sum_i \bar{l}_i = \frac{\sum l_i}{\sqrt[3]{W_{\Pi}}}$$

где $\sum l_i$ — суммарная длина линии контакта винтов, приходящаяся на одну парную полость; W_{Π} — полезный объем парной полости.

Относительной площади окна нагнетания, приходящейся на одну ПП

$$\bar{F}_{ОН} = \frac{F_{ОН}}{\sqrt[3]{W_{\Pi}^2}},$$

где $F_{ОН}$ — абсолютная величина площади окна нагнетания; W_{Π} — полезный объем парной полости.

Критерии составлены из предположения, что объемные и энергетические показатели всего компрессора равны соответствующим показателям одной парной полости компрессора.

Рассмотрено 2 варианта профилей винтов. Профиль винтов экспериментального компрессора с числами зубьев ВЦ и ВМ винтов 4/6 и профиль винтов с соотношением числа зубьев ВЦ и ВМ винтов 5/6.

Основные характеристики второго варианта компрессора: внешний диаметр ВЦ винта $D_1 = 150$ мм; внешний диаметр ведомого винта $D_2 = 107,6$ мм; соотношение числа зубьев винтов $z_1/z_2 = 5/6$. Профиль зубьев выполнен по Патенту 2109170 России [4].

На рис. 2 показана зависимость максимальной величины относительной площади окна нагнетания $\bar{F}_{ОН.макс}$ от относительной длины винтов K_l при $\varepsilon_r = 2,6$. Из рисунка видно, что максимальная величина относительной площади ОН $\bar{F}_{ОН.макс}$ во втором случае больше.

Вместе с тем, величина относительной длины линии контакта увеличивается с ростом числа зубьев ведущего винта.

Для расчета процесса нагнетания, который существенно влияет на эффективность работы винтового компрессора при регулировании производительности, необходимо знать зависимость изменения площади окна нагнетания от угла поворота ведущего винта. Это позволит определить влияние процессов натекания пара в ПП при недосжатии и нагнетания на эффективность работы винтового компрессора.

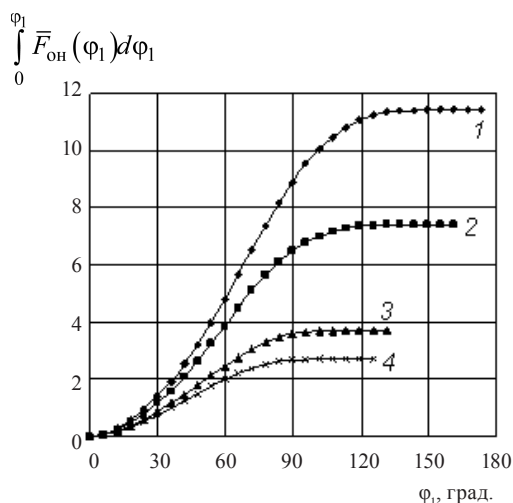


Рис. 3. Зависимость $\int_0^{\varphi_1} \bar{F}_{\text{он}}(\varphi_1) d\varphi_1$ от φ_1 для компрессора с профилем зубьев по [4] и соотношением числа зубьев 5/6:

1 — $\varepsilon_r = 2,6$; 2 — $\varepsilon_r = 3,0$; 3 — $\varepsilon_r = 4,0$; 4 — $\varepsilon_r = 4,5$

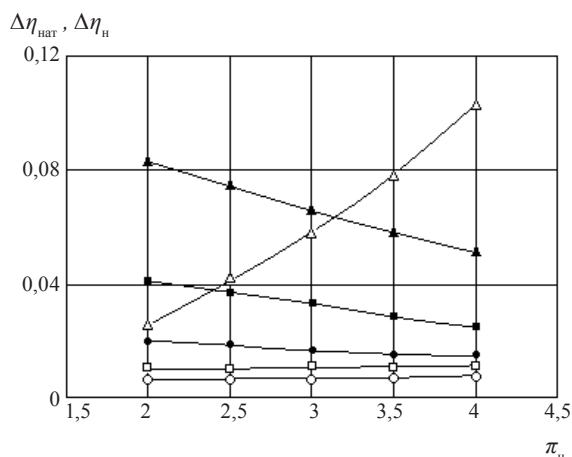


Рис. 4. Зависимость потерь работы $\Delta\eta_{\text{нат}}$ и $\Delta\eta_n$ экспериментального ВКМ и ВКМ с соотношением числа зубьев 5/6 от внешней степени сжатия π_n при $V_{\text{т}}/V_{\text{т}} = 0,5$ и $t_0 = -20^\circ\text{C}$:

Δ — $\Delta\eta_{\text{нат}}$; $\blacktriangle$ — $\Delta\eta_n$ — экспериментальный ВКМ;
 $\square$ — $\Delta\eta_{\text{нат}}$; $\blacksquare$ — $\Delta\eta_n$ — ВКМ с соотношением числа зубьев 5/6 (R22);
 $\circ$ — $\Delta\eta_{\text{нат}}$; $\bullet$ — $\Delta\eta_n$ — ВКМ с соотношением числа зубьев 5/6 (R717)

При расчете приведенных торцевых, цилиндрических и суммарных площадей окон нагнетания от угла поворота ведущего винта $\varphi_{\text{в}}$ использовались геометрические зависимости для кривых, описывающих кромки окна нагнетания и впадин ВЩ и ВМ винтов.

На рис. 3 показана зависимость интеграла $\int_0^{\varphi_1} \bar{F}_{\text{он}}(\varphi_1) d\varphi_1$ от угла поворота ВЩ винта для ВКМ соотношением числа зубьев 5/6.

Расчет индикаторной работы компрессора и потерь работы ВКМ связанных с недосжатием пара хладагента

и процессом нагнетания использовалась методика, представленная в работах [5–10].

При расчете потерь давления при выталкивании пара в процессе нагнетания Δp_n и скорость пара $c_{\text{выт}}$ в зависимости от угла поворота ВЩ винта φ_1 определялась по зависимостям [9]:

$$\Delta p_n = \xi_{\text{выт}} \frac{\rho_n c_{\text{выт}}^2}{2};$$

$$c_{\text{выт}} = \lambda w_{\text{п}} \frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_n} \cdot \frac{2\pi n_1}{\int_{\varphi_a}^{\varphi_b} F_{\text{он}}(\varphi_1) d\varphi_1},$$

где $\xi_{\text{выт}}$ — коэффициент сопротивления окна нагнетания [9]; λ — коэффициент подачи компрессора; $w_{\text{п}}$ — полезный объем парной полости; $\rho_{\text{вс}}, \rho_n$ — удельная плотность пара по условиям всасывания и нагнетания; $F_{\text{он}}(\varphi_1)$ — текущее значение площади окна нагнетания; φ_a, φ_b — угол поворота ВЩ винта в начале и конце процесса выталкивания; n_1 — частота вращения ВЩ винта.

Относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания

$$\Delta\eta_n = \Delta L_n / L_i,$$

где L_i — индикаторная работа компрессора, определенная по площади индикаторной диаграммы; ΔL_n определялась по величине площади на расчетной индикаторной диаграмме, соответствующей процессу выталкивания.

Потеря работы компрессора из-за процесса натекания $\Delta\eta_{\text{нат}}$ в случае, когда давление внутреннего сжатия p_a меньше давления нагнетания p_n , определялась как разность площади индикаторной диаграммы с учетом и без учета натекания из окна нагнетания. Величина $\Delta\eta_{\text{нат}}$ определялась аналогично величине $\Delta\eta_n$.

На рис. 4 представлено сравнение потерь работы экспериментального винтового компрессора регулятор которого состоит из одного золотника (хладагент R22) и винтового компрессора с соотношением числа зубьев 5/6 и новым профилем зубьев, регулятор которого состоит из золотника и поворотных заслонок (хладагент R22 и R717) при работе с относительной производительностью $V_{\text{т}}/V_{\text{т}} = 0,5$ и температурой кипения $t_0 = -20^\circ\text{C}$. Во втором случае уменьшение геометрической степени сжатия при внешней степени сжатия $\pi_n = 3$ в зависимости от величины относительной производительности происходит по линии $f-q$ при работе на R22 и по линии $f-q'$ при работе на R717 на рис. 2.

Из графика видно, что потери работы от натекания пара в ПП, связанные с недосжатием пара хладагента и потери при выталкивании хладагента во втором случае существенно уменьшаются.

При расчете термодинамических и теплофизических параметров хладагентов использовались работы [11–14].

На рис. 5 показаны зависимости индикаторного КПД η_i экспериментального винтового компрессора и винтового компрессора с соотношением числа зубьев 5/6 и новым профилем зубьев, регулятор которого состоит из золотника и поворотных заслонок от внешней степени сжатия π_n и температуре кипения $t_0 = -20^\circ\text{C}$ при полной

производительности и при производительности 50% от номинальной. Из графика видно, что величина индикаторного КПД винтового компрессора при уменьшении $V_{\text{тв}}$ до 50% существенно увеличивается при работе как на R22, так и на R717.

Вывод

Наиболее эффективным является регулятор производительности винтового компрессора, состоящий из золотника и двух поворотных заслонок, причем поворот заслонок происходит независимо от перемещения золотника. На основании расчетного исследования ВКМ с таким регулятором и новым профилем зубьев винтов определен закон изменения геометрической степени сжатия при уменьшении производительности, при котором величина индикаторного КПД компрессора увеличивается на 40% по сравнению с винтовым компрессором, регулятор производительности которого состоит из одного золотника.

Список литературы

1. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1970. 400 с.
2. Носков А. Н., Зимков А. А. Регулирование производительности холодильного винтового компрессора золотником и поворотными заслонками // Вестник Международной академии холода. 2008. № 3. С. 10–13.
3. Амосов П. Е., Бобриков Н. И., Шварц А. И., Верный А. Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1977. 256 с.
4. Патент 2109170 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Носков А. Н. 1998. Бюл. № 11.
5. Носков А. Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 1–2. С. 35–39.
6. Носков А. Н., Зимков А. А. Расчет процесса всасывания маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. 2012. № 1.
7. Носков А. Н., Зимков А. А. Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. 2013. № 1.
8. Носков А. Н. Расчет изменения зазоров между профильными поверхностями винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2013. № 3. С. 27–30.
9. Носков А. Н., Зверев Д. И., Тарасенков Д. С. Расчет процесса нагнетания маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 1.
10. Потапова Д. В., Носков А. Н. Анализ процесса нагнетания холодильного винтового компрессора на различных хладагентах // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 1.
11. Бухарин Н. Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение. 1983. 214 С.
12. Рыков С. В., Кудрявцева И. В., Демина Л. Ю. Единое уравнение состояния R717, учитывающее особенности критической области // Вестник Международной академии холода. 2009. № 4. С. 29–32.

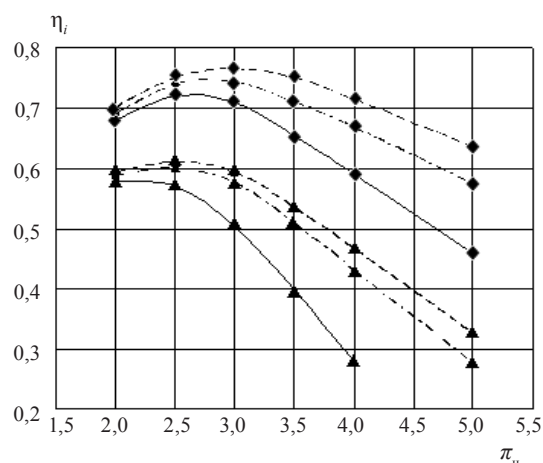


Рис. 5. Зависимость индикаторного КПД винтового компрессора η_i от внешней степени сжатия π_n :

- ◆ — $V_{\text{тв}}/V_{\text{т}} = 1,0$; ▲ — $V_{\text{тв}}/V_{\text{т}} = 0,5$;
 — — ВКМ по типовому ряду (эксперимент);
 - - - ВКМ с соотношением числа зубьев 5/6 R22 (расчет);
 - · - ВКМ с соотношением числа зубьев 5/6 R717 (расчет)

13. Рыков С. В., Самолетов В. А., Рыков В. А. Линия насыщения аммиака // Вестник Международной академии холода. 2008. № 4. С. 20–21.
14. Тимофеев Б. Д., Николаев В. А., Нагула П. К. Модифицированные озонобезопасные смесевые хладагенты — заменители R22 // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 16–18.

References

1. Sakun I. A. Screw compressors. — L.: Mashinostroenie, 1970. 400 p. (in Russian)
2. Noskov A. N., Zimkov A. A. Regulation of productivity of the refrigerating screw compressor zolotnik and rotary gates. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2008. No 3. p. 10–13. (in Russian)
3. Amosov P. E., Bobrikov N. I., Shvarc A. I., Vernyj A. L. Screw compressor cars: Reference book. — L.: Mashinostroenie, 1977. 256 p. (in Russian)
4. Patent 2109170 Russia, MKI F 04 S 18/16. Gear gearing of the screw compressor. / Noskov A. N. 1998. Bulletin No 11. (in Russian)
5. Noskov A. N. Calculation of process of compression of the refrigerating screw compressor. *Kompressornaja tehnika i pnevmatika*. 1997. No 1–2. p. 35–39. (in Russian)
6. Noskov A. N., Zimkov A. A. Calculation of process of absorption of the maslozapolnenny refrigerating screw compressor. *Holodil'naja tehnika i kondicionirovanie*. 2012, No 1. (in Russian)
7. Noskov A. N., Zimkov A. A. Calculation of process of compression of the maslozapolnenny refrigerating screw compressor. *Holodil'naja tehnika i kondicionirovanie*. 2013, No 1. (in Russian)

8. Noskov A. N. Calculating changes of clearances between profiled surfaces of a screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 3. p. 27–30. (in Russian)
9. Noskov A. N., Zverev D. I., Tarasenkova D. S. Calculation of process of forcing of the maslozapolnenny refrigerating screw compressor. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya: Holodil'naja tehnika i kondicionirovanie*. 2014, No 1. (in Russian)
10. Potapova D. V., Noskov A. N. The analysis of process of forcing of the refrigerating screw compressor on various coolants. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya: Holodil'naja tehnika i kondicionirovanie*. 2015, No 1. (in Russian)
11. Buharin N. N. Modeling of characteristics of centrifugal compressors. — L.: Mashinostroenie. 1983. 214 p. (in Russian)
12. Rykov S. V., Kudrjavceva I. V., Demina L. Ju. The uniform equation of a condition of R717 considering features of critical area. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2009. No 4. p. 29–32. (in Russian)
13. Rykov S. V., Samoilev V. A., Rykov V. A. Line of saturation of ammonia. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2008. No 4. p. 20–21. (in Russian)
14. Timofeev B. D., Nikolaev V. A., Nagula P. K. Modified ozone-friendly refrigerant mixtures as substitutes for R22. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2014. No 1. p. 16–18. (in Russian)

Статья поступила в редакцию 03.03.2015

Международные специализированные выставки



ПИЩЕВАЯ ИНДУСТРИЯ



ПРОДМАШ.ХОЛОД.УПАК

22-25 марта 2016

Место проведения:

Республика Беларусь, Минск,
пр-т Победителей, 20/2



**ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИИ
для пищевой промышленности**



ХОЛОД И ВЕНТИЛЯЦИЯ



ИНТЕРПАК



ПРОДУКТЫ ПИТАНИЯ



ТОРГОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Международный специализированный салон

ИНДУСТРИЯ ГОСТЕПРИИМСТВА - 2016

В рамках выставки пройдет конкурс



"ЧЕМПИОН ВКУСА"



МинскЭкспо

тел. (+375 17) 226 91 96
факс (+375 17) 226 91 92
E-mail: belproduct@telecom.by

организатор:

При поддержке и участии:

Министерства сельского хозяйства и
продовольствия Республики Беларусь
Концерн "Белгоспищепром"

Генеральные
информационные
партнеры:

