

Регулирование производительности холодильного винтового компрессора золотником и поворотными заслонками

Д-р техн. наук А.Н. НОСКОВ, А.А.ЗИМКОВ
Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий

The dependencies of geometrical compression ratio change from relative volumetric efficiency with the largest efficiency control of screw compressor, and the data about losses of capacity because of flowing of refrigerant to suction through dampers are given. The results of the experimental investigation of capacity control are presented.

Для обеспечения необходимой температуры охлаждаемого объекта путем поддержания или изменения теплового баланса между теплопритоками к объекту и холодоизделием производительность холодильной машины служит система регулирования производительности компрессора.

Широкое распространение получил способ регулирования производительности маслозаполненных холодильных винтовых компрессоров (ВКМ) посредством одного золотника, изменяющего эффективную длину роторов. Осуществляемый при этом внутренний перепуск хладагента на всасывание позволяет изменять производительность ВКМ в широких пределах. Однако вследствие неизменности торцевой части окна нагнетания при таком регулировании вместе с уменьшением производительности уменьшается и геометрическая степень сжатия, что приводит к увеличению потерь работы, связанных с пережатием пара хладагента.

На рис. 1 представлена зависимость изменения геометрической степени сжатия ε_{ri} винтового компрессора ВХ-130 от относительной объемной производительности V_{ri}/V_T при различных схемах регулятора производительности (V_{ri} и V_T – текущее и максимальное значения теоретической объемной производительности

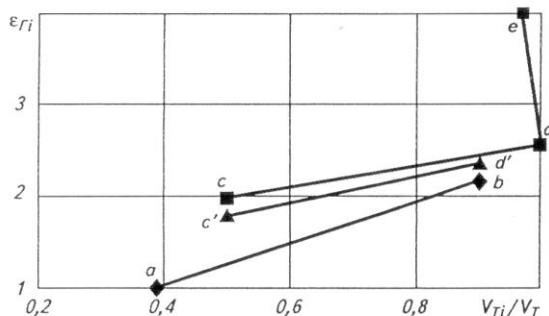


Рис. 1. Зависимость изменения геометрической степени сжатия ε_{ri} винтового компрессора от относительной объемной производительности V_{ri}/V_T при различных схемах регулятора производительности: $b - a$ – один золотник; $d - e$ – золотник + заслонка; $d' - c'$ – кромки золотника перпендикулярны осям винтов; $d - c$ – кромки

компрессора). Компрессор имеет следующие основные геометрические характеристики: внешние диаметры винтов $D_1=D_2=160$ мм; длина винтов $l=144$ мм; ход ведущего винта $H_1=192$ мм; профиль зубьев – асимметричный СКБК.

При уменьшении производительности одним золотником изменение ϵ_r происходит по линии $b-a$ при начальной величине $\epsilon_r = 2,6$. Падение производительности в начальный момент объясняется тем, что отсечение парной полости от перепускного окна происходит по задним зубьям парной полости, а сокращение ее объема начинается с передних зубьев.

Для уменьшения потерь работы при изменении производительности компрессора необходимо регулировать геометрическую степень сжатия $\epsilon_{r\text{r}}$.

Изменять геометрическую степень сжатия при полной и частичной производительности возможно одновременным изменением цилиндрической части окна нагнетания (ОН) золотником, а торцевой – поворотными заслонками.

Винтовой компрессор с регулированием производительности и геометрической степени сжатия золотником и поворотными заслонками показан на рис. 2.

Золотник 1, на котором выполнена цилиндрическая

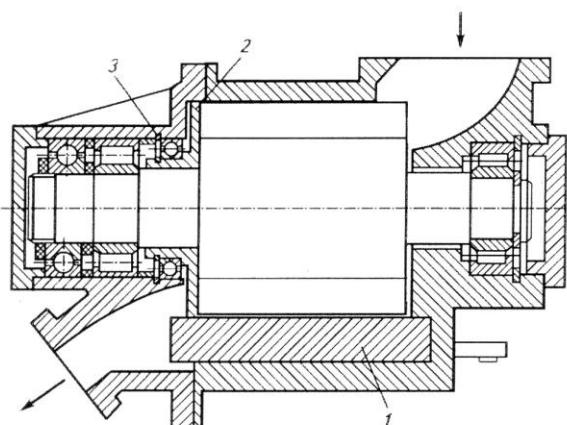


Рис. 2. Винтовой компрессор с регулированием производительности и геометрической степени сжатия золотником и поворотными заслонками: 1 – золотник; 2 – поворотные заслонки; 3 – дополнительные подшипники

часть окна нагнетания, перемещается вдоль винтов со стороны высокого давления. Поворотные заслонки 2, на которых выполнена торцевая часть окна нагнетания, установлены на внутренних кольцах дополнительных подшипников 3, наружные кольца которых установлены в расточках корпуса. Для изменения торцевой части ОН заслонки поворачиваются на некоторый угол. Механизм поворота заслонок защищен авторским свидетельством 1714200 СССР [4]. Поворот заслонок 2 регулятора возможно осуществить независимо от осевого перемещения золотника 1, например посредством зубьев, нарезанных на внешних поверхностях заслонок, взаимодействующих с зубчатыми колесами.

Длина золотника l_3 в этом случае

$$l_3 = l_{\text{в}} + (\varphi'_{\text{ic}} - \varphi''_{\text{ic}})\eta_1 / 2\pi, \quad (1)$$

где $l_{\text{в}}$ – длина винта;

$\varphi'_{\text{ic}}, \varphi''_{\text{ic}}$ – углы сжатия при $\epsilon_r = 4$ и $\epsilon_r = 2,6$ соответственно;

η_1 – ход ведущего винта.

При такой конструкции регулятора возможно не только эффективное изменение величины ϵ_n при полной производительности по линии $d-e$ (см. рис. 1), но и ее регулирование при уменьшении производительности по определенному закону.

На кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики СПбГУНиПТ проведены испытания холодильного винтового компрессора BX-130 на R22, по результатам которых получены зависимости эффективного КПД η_e от внешней степени повышения давления π_u и геометрической степени сжатия ϵ_n для различных конструктивных схем регуляторов производительности при относительной производительности V_r/V_t , равной 1; 0,75 и 0,5.

Рабочий процесс при неполной производительности отличается от процесса при полной производительности выталкиванием “лишней” компримируемой среды из парной полости (ПП) в камеру всасывания через перепускное окно.

Установлено, что снижение эффективности работы ВКМ при уменьшении производительности при регулировании одним золотником вызвано главным образом

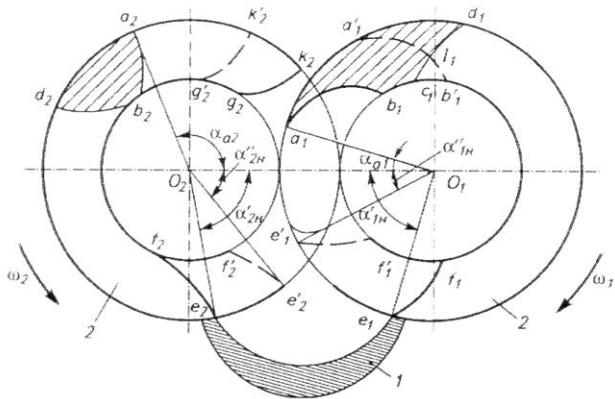


Рис. 3. Положение поворотных заслонок при регулировании геометрической степени сжатия:
1 – золотник; 2 – заслонки

двумя причинами. Во-первых, при уменьшении производительности уменьшается и ϵ_{ti} , что приводит к возрастанию потерь работы компрессора при недожатии. Во-вторых, при уменьшении производительности имеют место значительные потери работы при выталкивании компримируемой среды через перепускное окно в камеру всасывания.

Для увеличения верхней границы регулирования производительности и уменьшения потерь при перепуске пара на всасывание кромки золотника со стороны камеры всасывания могут быть выполнены под углами наклона, равными углам наклона гребней соответствующих винтов. Схема такого регулятора защищена авторским свидетельством 1691558 СССР [3].

Для определения оптимального закона изменения ϵ_{ti} от V_{Ti}/V_T проведено исследование ВКМ BX-130 с одинаковыми торцевыми и цилиндрическими частями окна нагнетания. Зависимость ϵ_{ti} от V_{Ti}/V_T , когда η_e имеет максимальное значение при $\pi_{ti} = 2,5$, а кромка золотника перпендикулярна осям винтов, представлена на рис. 1 линией $d' - c'$.

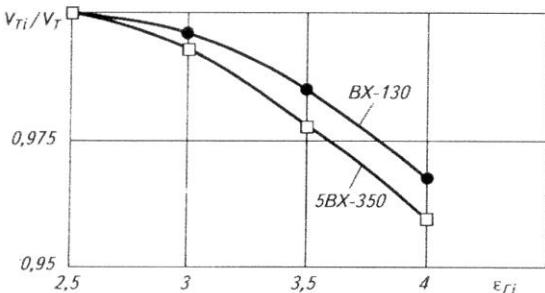


Рис. 4. Зависимость относительной теоретической объемной производительности V_{Ti}/V_T от геометрической степени сжатия ϵ_{ti} при полной производительности компрессора

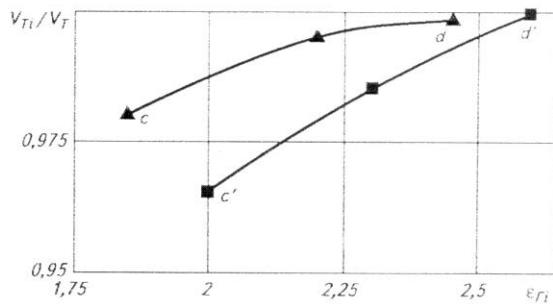


Рис. 5. Зависимость относительной теоретической объемной производительности V_{Ti}/V_T от геометрической степени сжатия ϵ_{ti} при регулировании производительности компрессора

При выполнении отсечных кромок ОН, по [3], давление в парной полости в момент ее отсоединения от перепускного окна меньше, чем в случае применения золотника с отсечными кромками, перпендикулярными осям винтов. Вследствие этого для получения небольшого недожатия при соединении ПП с окном нагнетания торцевую часть ОН необходимо выполнить соответствующей большей величине ϵ_{ti} . Таким образом, в этом случае линия $d - c$ на рис. 1 будет располагаться выше линии $d' - c'$.

На рис. 3 показано положение поворотных заслонок при различной геометрической степени сжатия для компрессора BX-130. Положение заслонок 2, обеспечивающее геометрическую степень сжатия по торцам винтов $\epsilon_{ti} = 2,6$, выделено жирной линией. Положение золотника обеспечивает эту же геометрическую степень сжатия.

Впадины ведущего (ВШ) и ведомого (ВМ) винтов, в которых начался процесс сокращения объема, – $a_1b_1c_1d_1$ и $a_2b_2d_2$, соответственно. Кромка заслонки со стороны ВШ винта a_1b_1 совпадает с тыльной частью впадины, в которой начался процесс сокращения объема, а со сто-

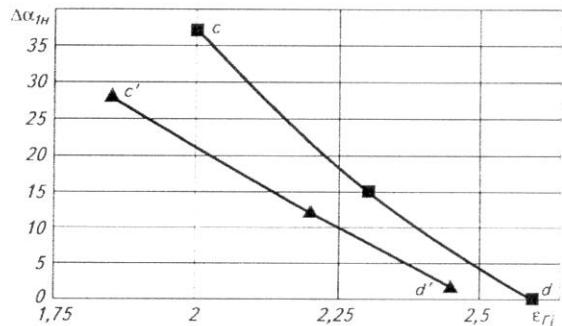


Рис. 6. Зависимость угла поворота заслонки со стороны ведущего винта $\Delta\alpha_{iH}$ от геометрической степени сжатия ϵ_{ti} при регулировании производительности компрессора

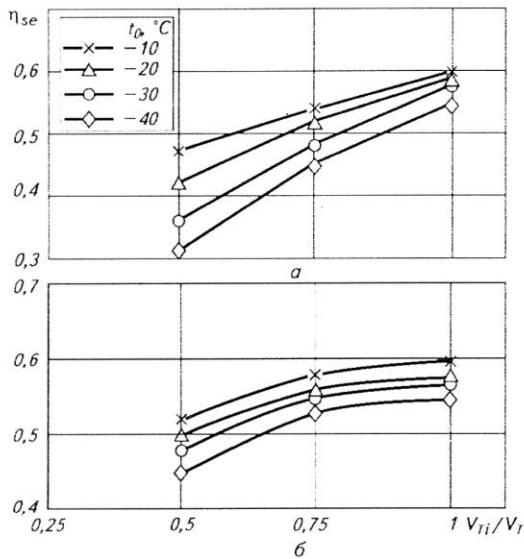


Рис. 7. Зависимость эффективного КПД ВКМ η_{se} от относительной объемной производительности V_{Ti}/V_T :
а – регулирование одним золотником; б – регулирование золотником и поворотными заслонками

роны ВМ винта кромка $g_2 k_2$ сдвинута от впадины в сторону, противоположную вращению винта. Положение точек a_1 и a_2 впадин винтов соответствует углам α_{a1} и α_{a2} , определяемым по формулам

$$\alpha_{a1} = \alpha_{1b} - \tau_{11}; \quad \alpha_{a2} = \alpha_{2b} - \tau_{21}, \quad (2)$$

где α_{1b} , α_{2b} – углы всасывания со стороны ВШ и ВМ винтов;

τ_{11} , τ_{21} – углы закрутки ВШ и ВМ винтов.

Угол $\alpha_{1b} = 280^\circ$ [1], а угол α_{2b} определяется по формуле [2]

$$\alpha_{2b} = (\alpha_{1b} + 2 \cdot 2\pi/z_1)/i_{12} - \theta_4, \quad (3)$$

где $i_{12} = z_2/z_1$;

z_1, z_2 – число зубьев ВШ и ВМ винтов;

θ_4 – центральный угол, соответствующий тыльной части впадины ВМ винта.

Определение угла α_{2b} по формуле (3) позволяет одновременно отсоединить полости ВШ и ВМ винтов, образующие одну парную полость (ПП) в процессе сжатия, от камеры всасывания.

Кромки окна нагнетания со стороны ВШ винта $e_1 f_1$ и ВМ винта $e_2 f_2$ соответствуют геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 2,6$. При положении заслонок, соответствующих степени сжатия $\epsilon_r = 4$, эти кромки повернутся на угол

$$\Delta\alpha_{1b} = \alpha'_{1b} - \alpha''_{1b} \text{ и } \Delta\alpha_{2b} = \alpha'_{2b} - \alpha''_{2b},$$

где α'_{1b} и α'_{2b} – углы окна нагнетания со стороны ВШ и ВМ винтов при $\epsilon_r = 2,6$;

α''_{1b} и α''_{2b} – соответствующие углы ОН при $\epsilon_r = 4$.

Кромки заслонок со стороны низкого давления займут положение $a'_1 b'_1$ и $g'_2 k'_2$, при этом со стороны ВШ винта откроется полость $a_1 b_1 c_1 l_1 a'_1$, глубина которой равна толщине заслонки, что приведет к уменьшению теоретической объемной производительности компрессора.

На рис. 4 показана зависимость уменьшения относительной объемной производительности V_{Ti}/V_T от геометрической степени сжатия ϵ_r при повороте заслонок со стороны торца нагнетания при полной производительности компрессора. При $\epsilon_r = 4$ уменьшение V_{Ti}/V_T составляет 3,6 % для компрессора BX-130 и 4 % для компрессора 5BX-350 [5].

На рис. 5 представлена зависимость уменьшения относительной теоретической объемной производительности V_{Ti}/V_T от геометрической степени сжатия ϵ_r при регулировании производительности по линии $d - c$ и $d' - c'$ за счет образования полости между заслонкой ведущего винта и корпусом компрессора у торца нагнетания. При этом заслонка повернется на угол $\Delta\alpha_{1b}$, величина которого в зависимости от ϵ_r показана на рис. 6.

На рис. 7 представлены экспериментально полученное изменение эффективного КПД η_{se} винтового компрессора BX-130 при регулировании производительности одним золотником, а также поворотными заслонками с золотником, кромки окна которого со стороны камеры всасывания выполнены по [3] при $\pi_u = 2,5$ и различных температурах кипения. Из рис. 7 следует, что во втором случае величины эффективного КПД компрессора при уменьшении производительности больше на 9 – 15 % и 14 – 38 % при относительной производительности 0,75 и 0,5 соответственно.

Список литературы

1. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1977.
2. А.С. 1620681 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Способ сжатия газа в винтовом компрессоре/ И.А.Сакун, В.И. Пекарев, А.Н. Носков, В.И. Ведайко, Н.А. Яценко. 1991. Бюл. № 2.
3. А.С. 1691558 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ А.Н. Носков, А.П. Алексеев, В.И. Пекарев, В.И. Ведайко. 1991. Бюл. № 42.
4. А.С. 1714200 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ А.Н. Носков, В.И. Ведайко, В.И. Пекарев, А.П. Алексеев. 1992. Бюл. № 7.
5. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др. / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992.