

УДК 621.51

Моделирование характеристик работы спирального компрессора с учетом частоты вращения

Д-р техн. наук В. А. ПРОНИН, А. Ю. ЖИЛКИН*, канд. техн. наук А. В. КОВАНОВ

Университет ИТМО

*E-mail: zilka2008@yandex.ru

В связи с импортозамещением, необходимо внедрение российских разработок спиральных компрессоров с целью замещения импортных образцов, которые эксплуатируются в настоящее время в РФ. Активные исследования в РФ проводились в конце прошлого столетия, но в связи с политической ситуацией до конкретного внедрения методик в производство спиральных компрессоров не дошло, так как эту нишу очень быстро заняли импортные производители. Таким образом, создание математических моделей спиральных компрессоров, которые бы учитывали влияние различных факторов и регулирование их производительности для производства, как новых спиральных компрессоров, так и при поиске альтернативных вариантов замены уже работающих, является весьма актуальным направлением. Авторами разработана программа расчета характеристик спирального компрессора "SPIRALCOMPR". Алгоритм, основанный на математической модели термодинамических процессов, протекающих в спиральном компрессоре, может работать с учетом детерминированности входных параметров. Данная программа реализована на алгоритмическом языке Fortran Power Station, является замкнутой и позволяет в различные моменты времени определить текущие параметры состояния рабочего вещества в парных ячейках спирального компрессора, а также его интегральные характеристики. Результаты численного исследования рекомендуется использовать при проектировании спиральных компрессоров.

Ключевые слова: спиральный компрессор, моделирование, характеристики, режим работы, спираль, действительная объемная производительность, частота вращения.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 05.11.2025, одобрена после рецензирования 20.11.2025, принята к печати 27.11.2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-3-12

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Пронин В. А., Жилкин А. Ю., Кованов А. В. Моделирование характеристик работы спирального компрессора с учетом частоты вращения. // Вестник Международной академии холода. 2025. № 4. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-3-12

Modeling the operating characteristics of a scroll compressor taking into account the rotation frequency

D. Sc. V. A. PRONIN, A. Y. ZHILKIN*, Ph. D. A. V. KOVANOV

ITMO University

*E-mail: zilka2008@yandex.ru

Due to import substitution, it is necessary to introduce Russian scroll compressor designs to replace foreign analogues. Active research was conducted in Russia at the end of the last century, but due to the political situation in Russia, production of domestic scroll compressors was not implemented, as this niche was quickly occupied by foreign manufacturers. Thus, the creation of mathematical models of scroll compressors that take into account the influence of various factors and the regulation of their performance for the production of both new scroll compressors and when searching for alternative options for replacing existing ones is a highly relevant area. The authors have developed a program for calculating the characteristics of a scroll compressor, SPIRALCOMPR. This program, implemented in the Fortran Power Station algorithmic language, is self-contained and allows one to determine the current parameters of the working fluid in paired cells of a scroll compressor at various points in time, as well as its integral characteristics. An algorithm based on a mathematical model of thermodynamic processes occurring in a scroll compressor can operate if a number of initial parameters are given. The results of the numerical study are recommended to be used in the design of scroll compressors.

Keywords: scroll compressor, modeling, characteristics, operating mode, spiral, actual volumetric performance, rotation speed.

Article info:

Received 05/11/2025, approved after reviewing 20/11/2025, accepted 27/11/2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-3-12

Article in Russian

For citation:

Pronin V. A., Zhilkin A. Y., Kovanov A. V. Modeling the operating characteristics of a scroll compressor taking into account the rotation frequency. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 4. p. 3-12. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-3-12

Введение

В окончании XIX века шло активное исследование конструктивного исполнения компрессоров в различных странах мира, таким образом многие исследователи обратили внимание на идею создания спирального компрессора. Особенно это направление активно развивалось в Италии, где в итоге был получен первый патент на изобретение спирального компрессора (СПК).

Параллельно производились изыскания возможности изготовления рабочих компонентов спирального компрессора и американскими компаниями. Если обратиться к патентной хронологии спиральных компрессоров, то первый патент на СПК можно найти только в 1905 г. [1]. В патенте был представлен роторный паровой двигатель, который имел основные принципы устройства машины с компрессором объемного принципа действия, который в настоящее время именуется, как спиральный компрессор.

В связи с непростой геометрией рабочих органов спиральных компрессоров, долгое время не было практического воплощения предлагаемых идей СК, так как при их изготовлении предъявляются высокие требования как к точности изготовления, так и к чистоте поверхностей рабочих органов, а это усложнялось отсутствием в те годы измерительного и металлорежущего оборудования необходимого класса точности. Только лишь к началу 80-х годов прошлого столетия появились станки, позволяющие обрабатывать детали с точностью, необходимой для создания рабочих элементов спиральных компрессоров в промышленных масштабах [2].

К практическим разработкам предлагаемых конструктивных решений спиральных компрессоров вновь приступили в 70-х годах XX века. Во Франции и ФРГ проводились разработки вакуумных спиральных компрессоров. В США данную тематику развивала фирма «*Artur D. Little*». В 1973 г. был изготовлен первый холодильный маслозаполненный спиральный компрессор с целью сжатия галогенных производных углеводородов фирмой «*Artur D. Little*».

Одним из первых коммерческих образцов стал спиральный компрессор в составе воздушного кондиционера, выпущенный в 1983 году японской фирмой *Hitachi Ltd.* [3].

Не отставала в проводимых исследованиях в создании спирального компрессора, как нового конструктивного решения компрессоров объемного принципа действия, и американская компания *Copeland Corp.* Начиная с 1979 г. компания *Copeland* занималась разработкой конструкции спиральных компрессоров и в 1987 г. разработчикам удалось запустить серийное производство спиральных компрессоров под этой маркой, которые продолжают совершенствоваться и выпускаться и в настоящее время.

Итогом совместной коллаборации инженеров фирм *Hitachi* и *Mitsui Seiki* (Япония) стало создание первого воздушного СК маслозаполненного типа [4]. Применением и исследованием работы спиральных компрессоров

в автомобильной промышленности занималась фирма *Sanden*. В 1992 г. фирмой *Iwata Compressor* был предложен конструктив воздушного спирального компрессора сухого сжатия.

Если обратиться к российским нормативным документам, то информация о спиральных компрессорах отсутствует в документе [5]. Но это не означает, что в Российской Федерации не проводились исследования по данному направлению.

Российские ученые проводили исследования и испытания моделей спиральных компрессоров как в Москве, Санкт-Петербурге так и в Казани [6, 7].

В Ленинградском институте холодильной промышленности (в настоящее время Университет ИТМО), начиная с 80-х годов прошлого века, проводились исследования в области компрессоростроения и первыми серьезными трудами в численном моделировании спиральных компрессоров, которые задали дальнейший вектор отечественных исследований, по праву можно считать работы И. А. Сакуна [8]–[12].

В Казани данными разработками занимались в НИИ-Иттурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа и Казанском национальном исследовательском технологическом университете (КНИТУ). В КНИТУ обратили внимание на создание таких средневакuumных машин, как спиральные вакуумные насосы [7].

В настоящее время многие изготовители занимаются исследованиями с целью внедрения промышленного производства спиральных компрессоров в РФ, так как компрессорное оборудование включено в список товаров, подлежащих импортозамещению [8, 13, 14]. В связи с этим, весьма актуальным является создание математической модели спирального компрессора с учетом влияния различных факторов и регулирования его производительности для производства, как новых спиральных компрессоров, так и при поиске альтернативных вариантов замены уже работающих.

Методика проектирования и расчета характеристик работы спирального компрессора

Методикой проектирования спиральных компрессоров в Российской Федерации и еще в СССР занимались во ВНИИХОЛОДМАШ, НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа, НИИИТМО (ЛТИХП) [15]–[19].

Ученые проводили исследования, связанные с механическими аспектами работы компрессора, такими как: трение, вопросы устойчивости, уменьшения износа подшипников, напряжения в спиралах и т. д. Эти моменты являются, безусловно, весьма важными при моделировании спирального компрессора, однако, главными и первостепенными следует все же признать вопросы физики рабочего процесса.

Авторами работы [15] была предпринята одна из наиболее (для своего времени) фундаментальных и серьезных

попыток создать математическую модель спирального компрессора, отражающую основные физические процессы, происходящие в компрессоре при его работе. Учитываются перетечки между полостями компрессора. Модель просчитывается для различных модификаций профилей рабочих органов (спиралей) и для различных контуров окна нагнетания. Основой для этих модификаций спиралей является эвольвента круга. Конфигурации спиралей компрессора, основанные на других кривых, кроме уже упомянутой эвольвенты, к сожалению, не рассматриваются. В работе сообщается о проведении также и динамического анализа работы спирального компрессора.

При моделировании спиральных компрессоров необходимо учесть влияние, как конфигурации рабочих органов (подвижной и неподвижной спиралей), так и особенности рабочего процесса СПК и сети в целом, а именно:

- геометрию спиралей как подвижной, так и неподвижной;
- теплообмен газа, заключенного в рабочей полости СПК со стенками полости;
- реальность рабочего вещества, то есть рабочее вещество не является идеальным газом;
- газовые перетечки между полостями спирально-го компрессора;
- энергетические потери мощности.

Особое внимание следует уделить расчету протечек в спиральном компрессоре, так как щели между спиралью относятся к типам щелей, оказывающих большое сопротивление движению газа в них. Это является наиболее важным аспектом при моделировании массового расхода в связи с определением ширины зазора между двумя витками. При работе спирального компрессора спирали подвергаются деформации из-за механических нагрузок, причем обе спирали деформируются по-разному. Это было подтверждено в исследовании, проведенном учеными под руководством В.-С. Lee [20], в котором было установлено, что максимальное отклонение неподвижной спирали составляло 24,50 мкм, а вращающейся — 29,41 мкм.

Еще одной задачей, которую необходимо решить, является учет попадания масла в места протечек. Основные данные по двухфазным протечкам в спиральных компрессорах основаны на исследованиях, протекающих через зазоры в винтовых компрессорах. Модель для расчета протечек в спиральном компрессоре была предложена в работе [21], где рассчитывали составляющую коэффициента подачи с учетом протечек.

В Шанхайском университете транспорта проведено численное исследование влияния протечек рабочего вещества между спиралью [22]. В Японии в Осацком Императорском университете электрокоммуникаций учеными предложено выполнить уплотнительную канавку под концевыми уплотнителями спирального компрессора, чтобы снизить объем протечек [23].

В работе [24] предложен компрессионный механизм, размещенный в корпусе, с помощью которого возможно улучшить как объемные, так и энергетические характеристики спирального компрессора.

Следует отметить, что многие исследователи рассматривают в своих работах рабочее вещество как иде-

альный газ, что оговаривается в допущениях к математическим моделям и очень часто не учитываются свойства смеси (хладон — масло) [7].

В настоящее время проводятся работы по прогнозированию свойств хладономасляной смеси. За основу расчетных моделей авторы взяли классы PRMIX и SRKMIX из термохимической библиотеки Thermo на языке Python [25]. Авторы предложили математическую модель для предсказания изменения свойств хладономасляной смеси, но данные исследования относятся только к хладагентам R22, R115 и их смеси R502 [25]. В работе [26] рассматривается нейросетевой подход к прогнозированию вязкости и плотности хладономасляной смеси хладагентов R22, R502 и минерального масла ISO VG 32 при средней погрешности прогнозирования свойств 4,74%.

На основании проведенного анализа работ с учетом накопленного опыта в области исследований спиральных компрессоров авторами разработана программа “SPIRALCOMPR” на языке программирования Fortran Power Station, которая позволяет определить не только геометрические параметры рабочих ячеек и давления в них в любой момент времени, но и характеристики компрессора, а также в целом холодильной машины (являясь отдельной подпрограммой при расчете характеристик холодильной машины [27]) при работе на любом рабочем веществе и режиме работы с учетом регулирования частотой вращения.

Основные допущения при разработке математической модели приняты следующие:

- соединение парных ячеек спиралей с окном и камерой нагнетания происходит одновременно;
- температура стенок СПК осредненная по величине;
- коэффициенты теплоотдачи от рабочего вещества к стенкам компрессора являются средним по ячейкам и пропорциональны плотности рабочего вещества в этих ячейках;
- протечки, связанные с конструктивными особенностями спирального компрессора, являются результатом адиабатного процесса;
- теплообмен между рабочим телом и стенкой компрессора подчиняется уравнениям конвективной теплоотдачи.

За контрольные объемы приняты парные ячейки, показанные на рис. 1.

Программа позволяет рассчитать следующие параметры, представленные в блок-схеме на рис. 2.

Уравнение скорости изменения плотности рабочего тела [28], являющееся аналитическим выражением закона сохранения массы, имеет вид:

$$\frac{d\rho_i}{d\tau} = \frac{1}{W_i} \left(\sum_{j=1}^k G_j - \rho_i \frac{dW_i}{d\tau} \right), \text{ кг/ (м}^3 \text{ с)},$$

где W_i — объем парной ячейки сжатия i -го витка, м³; G_j — массовый расход через j -ый канал, кг/с;

$\frac{dW_i}{d\tau}$ — скорость изменения объема сжатия i -го витка,

м³/с; $i = 1 \div m$ — номер витка, m — число полных витков спирали.

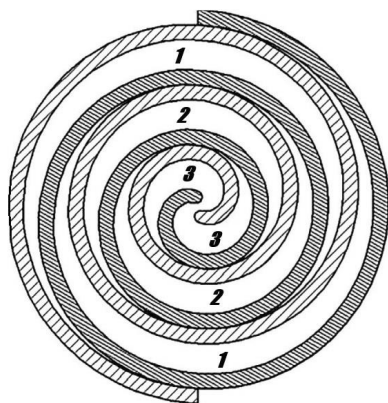


Рис. 1. Контрольные объемы в проточной части рабочих органов СПК: 1 — ячейки всасывания; 2 — ячейки сжатия; 3 — ячейки нагнетания

Fig. 1. Control volumes in the flow section of the working parts of the scroll compressor: 1 — suction cells; 2 — compression cells; 3 — discharge cells

Уравнение скорости изменения температуры [28], являющееся аналитическим выражением закона сохранения энергии, представлено в виде:

$$\frac{dT_i}{d\tau} = \frac{RT_i}{c_v \rho_i W_i} \left\{ \left(\sum_{j=1}^k \frac{i_j - u_i}{RT_i} + z_1 \right) G_j - (z + z_1) \left(\sum_{j=1}^k G_j + \rho_i \frac{dW_i}{d\tau} \right) + \frac{Q_{vi}}{RT_i} \right\}, \text{ К/с},$$

где i_i — удельная энтальпия рабочего вещества, поступающего по j -му каналу, Дж/кг;

u_i — удельная внутренняя энергия рабочего тела в парной ячейке сжатия i -го витка, Дж/кг;

R — удельная газовая постоянная рабочего вещества, Дж/(кг · К);

c_v — изохорная теплоемкость рабочего вещества, Дж/(моль · К);

Q_{vi} — тепловой поток между рабочим телом и стенкой компрессора, Дж;

z — коэффициент сжимаемости рабочего вещества;

$$z_1 = \frac{dz}{dT}.$$

Массовый расход при протечках определяется по зависимости [16, 29]:

$$G_{\text{прот}} = K_p \sqrt{\frac{1}{p_2 v_2}} \sqrt{p_2^2 - p_1^2} \cdot f_{\text{щ}}, \text{ кг/с},$$

где $f_{\text{щ}}$ — площадь сечения щели, м²;

K_p — безразмерный коэффициент расхода.

Определение величины объема сжатия:

$$W_i = W_{\text{сп}} - W_{\text{пс}} - W_{\text{тр}},$$

где $W_{\text{сп}}$ — объем серповидной полости (ячейки), м³;

$W_{\text{пс}}$ — объем, занимаемый пером спирали, м³;

$W_{\text{тр}}$ — объем треугольной в основании призмы, м³.

Рассмотрим определение перечисленных объемов, применительно к спирали Архимеда:

$$W_{\text{сп}} = \frac{r_0^2 h}{6} \left((\psi_2'')^3 - (\psi_1'')^3 \right),$$

где 1, 2 — индексы, относящиеся к двум углам контакта ψ ;

" — верхний индекс, показывающий номер витка (в данном случае второй виток).

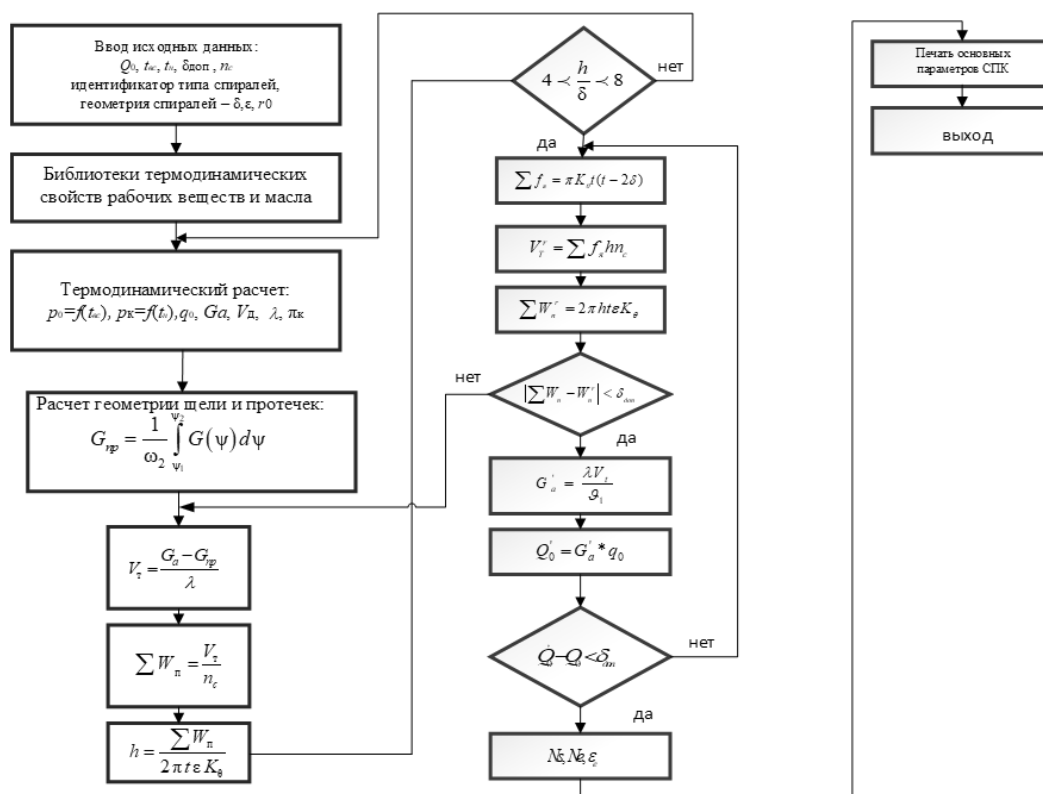


Рис. 2. Блок-схема программы "SPIRALCOMPR" для расчета характеристик спирального компрессора

Fig. 2. Flow diagram of the SPIRALCOMPR program for calculating the characteristics of a scroll compressor

$$W_{\text{пс}} = \frac{r_0 \delta h}{2} \left\{ \left[\psi_1'' \sqrt{1 + \psi_1''^2} + \ln \left(\psi_1'' + \sqrt{1 + \psi_1''^2} \right) \right] - \left[\psi_{\text{нач}}'' \sqrt{1 + \psi_{\text{нач}}''^2} + \ln \left(\psi_{\text{нач}}'' + \sqrt{1 + \psi_{\text{нач}}''^2} \right) \right] \right\},$$

где $\psi_{\text{нач}}$ — начальный угол спирали, определяемый из условия отсутствия заклинивания спиралей, град;

$$W_{\text{тр}} = \frac{r_0 \varepsilon_0 h}{2} \psi_2'' \sin \Delta \psi_2'',$$

где h — высота спирали, м.

В этом случае скорости изменения объемов можно определить, как:

$$\frac{dW_i}{d\tau} = \omega \left(\frac{dW_{\text{сп}}}{d\varphi} - \frac{dW_{\text{пс}}}{d\varphi} - \frac{dW_{\text{тр}}}{d\varphi} \right);$$

$$\frac{dW_{\text{сп}}}{d\varphi} = \frac{r_0^2 h}{2} \left((\psi_2'')^2 \frac{d\psi_2''}{d\varphi} - (\psi_1'')^2 \frac{d\psi_1''}{d\varphi} \right);$$

$$\frac{dW_{\text{пс}}}{d\varphi} = r_0 \delta h \frac{d\psi_1''}{d\varphi} \sqrt{1 + \psi_1''^2};$$

$$\frac{dW_{\text{тр}}}{d\varphi} = \frac{r_0 \varepsilon_0 h}{2} \left(\frac{d\psi_2''}{d\varphi} \sin \Delta \psi_2'' + \psi_2'' \cos \Delta \psi_2'' \frac{d\Delta \psi_2''}{d\varphi} \right).$$

Тогда применительно к эвольвентной спирали получим следующие уравнения:

$$W_{\text{сп}} = \frac{r_0^2 h}{6} \left[\left(\psi_2'' + \frac{\psi_2''^3}{3} \right) - \left(\psi_1'' + \frac{\psi_1''^3}{3} \right) \right];$$

$$W_{\text{пс}} = r_0 \delta h (\psi_1''^2 - \psi_{\text{нач}}''^2);$$

$$\frac{dW_{\text{сп}}}{d\varphi} = \frac{r_0^2 h}{2} \left(\left(\frac{d\psi_2''}{d\varphi} + \psi_2''^2 \frac{d\psi_2''}{d\varphi} \right) - \left(\frac{d\psi_1''}{d\varphi} + \psi_1''^2 \frac{d\psi_1''}{d\varphi} \right) \right);$$

$$\frac{dW_{\text{пс}}}{d\varphi} = r_0 \delta h \psi_1'' \frac{d\psi_1''}{d\varphi}.$$

Для каждого последующего объема его производная по времени будет включать предыдущий объем и тогда объемы парных ячеек сжатия на каждом витке будут определяться вычитанием предыдущих объемов.

В рассмотренных зависимостях можно считать, что:

$$\frac{d\psi_1''}{d\varphi} = -1 + \frac{d\Delta \psi_1''}{d\varphi};$$

$$\frac{d\Delta \psi_1''}{d\varphi} = \frac{1}{\left[(2\pi m - \pi - \varphi) + \frac{\delta}{r_0} \right]^2};$$

$$\frac{d\psi_2''}{d\varphi} = -1 + \frac{d\Delta \psi_2''}{d\varphi};$$

$$\frac{d\Delta \psi_2''}{d\varphi} = \frac{r_0^2}{\left[r_0 (2\pi m - \pi - \varphi) + \varepsilon_0 + \delta \right]^2}.$$

При достижении углом φ некоторого значения $\varphi_{\text{кр}}$, которое задается в зависимости от $\psi_{\text{нач}}$, ячейка первого витка соединяется с парной ячейкой второго витка и происходит смешение рабочего вещества.

При достижении угла поворота эксцентрикового вала 2π происходит переименование по объемам и термодинамическим параметрам:

$$W_0 = W_m; W_m = W_{m-1}; W_{m-1} = W_{m-2} \text{ и т. д.}$$

W_0 — объем всасывания, м³.

Площадь входного сечения ячейки всасывания, м²:

$$F_{\text{вх.вс.я}} = b_{\text{вс.я}} h,$$

где $b_{\text{вс.я}}$ — ширина входного сечения ячейки всасывания, равная расстоянию между точками при данном угле поворота приводного вала компрессора, относящиеся к подвижной и неподвижной спирали на входе в ячейку всасывания, м;

h — высота спирали, м.

Площадь одной ячейки всасывания:

$$F_{\text{я.вс}} = F_{\text{псп}} - F_{\text{нсп}},$$

где $F_{\text{псп}}$ — площадь сектора под внутренней образующей подвижной спирали, м²;

$F_{\text{нсп}}$ — площадь сектора под внешней образующей неподвижной спирали, м².

При условии, что уравнение кривой задается в параметрической форме тогда:

$$X = \gamma(t) \text{ и } Y = \psi(t).$$

Площадь под кривой определяется, как:

$$F = \int_{t_1}^{t_2} \psi(t) \gamma'(t) dt.$$

Одним из вариантов спирали предусмотрен тип спирали — эвольвентная, тогда можно получить параметрические уравнения внешней образующей неподвижной эвольвентной спирали [2, 15]:

$$x = r_0 \cos \varphi_{\text{нсп}} + r_0 \varphi_{\text{нсп}} \sin \varphi_{\text{нсп}};$$

$$y = r_0 \sin \varphi_{\text{нсп}} - r_0 \varphi_{\text{нсп}} \cos \varphi_{\text{нсп}},$$

где r_0 — радиус основной окружности эвольвенты, м;
 $\varphi_{\text{нсп}}$ — угол полярного вектора неподвижной спирали, град.

Параметрические уравнения внутренней образующей подвижной спирали [2, 15]:

$$x = r_0 \cos \varphi_{\text{псп}} + r_0 \varphi_{\text{псп}} \sin \varphi_{\text{псп}} + \varepsilon_0 \cos \alpha;$$

$$y = r_0 \sin \varphi_{\text{псп}} - r_0 \varphi_{\text{псп}} \cos \varphi_{\text{псп}} + \varepsilon_0 \sin \alpha,$$

где $\varphi_{\text{псп}}$ — угол поворота вектора подвижной спирали, град;

ε_0 — эксцентриситет, м;

α — угол поворота вала, град.

Объем одной ячейки всасывания, м³:

$$V_{\text{яч.вс}} = F_{\text{яч.вс}} h,$$

где h — высота ребра спирали, м.

Объем двух ячеек всасывания:

$$V_{2\text{яч.вс}} = 2F_{\text{яч.вс}} h.$$

Производительность спирального компрессора за один оборот вала определяется объемом двух ячеек всасывания в момент закрытия ячейки всасывания.

Скорость всасываемого газа во входном сечении ячейки всасывания:

$$c_v = \frac{1}{S_{вс.я}} \frac{dV_\alpha}{d\tau},$$

где $d\tau$ — время за которое приводной вал совершит поворот на угол $d\alpha$.

Угловая скорость приводного вала компрессора, рад/с:

$$\omega = \frac{d\alpha}{d\tau}.$$

После преобразования получим:

$$c_v = \frac{\omega}{S_{вс.я}} \frac{dV_\alpha}{d\alpha}.$$

Потери давления на всасывании определялись согласно уравнению:

$$\Delta p_{вс} = \xi_{вс} \frac{\rho_{вс} c_{вс}^2}{2},$$

где $\xi_{вс}$ — коэффициент сопротивления на тракте всасывания;

$\rho_{вс}$ — плотность газа в камере всасывания, кг/м³.

При расчете потерь давления на всасывании коэффициент сопротивления $\hat{i}_{вс}$ принимается согласно рекомендациям в работе [30].

Автором исследования [16] предложено для расчета средней скорости газа на входе в ячейку всасывания следующее уравнение, которое было использовано в рассматриваемой математической модели:

$$c_{вс.ср} = \frac{V_0 n_c}{S_{вс.ср}},$$

где V_0 — объем ячейки всасывания в момент ее закрытия, м³;

n_c — частота вращения приводного вала, с⁻¹;

$S_{вс.ср}$ — средняя площадь входного сечения ячейки всасывания, м²:

$$S_{вс.ср} = 0,5 S_{вс.мах},$$

где $S_{вс.мах}$ — максимальная площадь входного сечения ячейки всасывания.

Если учесть, что совершается равномерное движение по окружности радиусом равным эксцентриситету, тогда

$$S_{вс.мах} = 2\varepsilon_0 h.$$

Среднюю скорость газа на входе в ячейку с учетом коэффициента подачи компрессора определяется как:

$$c_{вс.ср} = \frac{\lambda V_0 n_c}{\varepsilon_0 h}.$$

Благодаря полученному выражению можно проанализировать влияние эксцентриситета и высоты спирали на величину скорости всасываемого газа.

Количество парных точек контакта или парных рабочих ячеек можно определить из уравнения, предложенного И. А. Сакуном [2]:

$$N_{яч} = \frac{\theta_0}{2\pi},$$

где θ_0 — угол закрутки спирали, град.

Угол закрутки спирали:

$$\theta_0 = n \pi,$$

где n — постоянная угла закрутки.

Площадь промежуточной ячейки, м²:

$$F_{яч} = F_{псп} - F_{нсп} = \left[\int_{\varphi_{псп(i+1)}}^{\varphi_{псп i}} (r_0 \sin \varphi_{псп} - r_0 \varphi_{псп} \cos \varphi_{псп} + \varepsilon_0 \sin \alpha) \right] - \left[\int_{\varphi_{нсп(i+1)}}^{\varphi_{нсп i}} (r_0 \sin \varphi_{нсп} - r_0 \varphi_{нсп} \cos \varphi_{нсп}) r_0 \varphi_{нсп} \cos \varphi_{нсп} d\varphi_{нсп} \right],$$

где $\varphi_{псп i}$ и $\varphi_{нсп i}$ — углы полярного вектора подвижной и неподвижной спиралей в точке касания i ;

$\varphi_{псп(i+1)}$ и $\varphi_{нсп(i+1)}$ — углы полярного вектора подвижной и неподвижной спиралей в точке касания $i+1$, град:

$$\varphi_{псп(i+1)} = \varphi_{псп i} - 2\pi; \quad \varphi_{нсп(i+1)} = \varphi_{нсп i} - 2\pi.$$

Объем одной промежуточной ячейки:

$$V_{яч} = F_{яч} h,$$

где h — высота ребра спирали.

Объем двух промежуточных рабочих ячеек:

$$V_{2яч} = 2F_{яч} h.$$

Давление в рабочей ячейке в любой момент времени определяется как:

$$p_{раб.яч} = p_{вс} \left(\frac{V_{вс}}{V_{яч}} \right)^n,$$

где $p_{вс}$ — давление всасывания, Па;

$V_{вс}$ — объем ячейки всасывания в момент ее закрытия;

$V_{яч}$ — объем ячейки при данном повороте угле вала;

n — показатель политропы сжатия.

Следует помнить о том, что СПК будет работать с максимальной эффективностью и экономичностью при режиме где степень внутреннего сжатия π_a будет совпадать со степенью сжатия компрессора. Режим пережатия является менее экономичным режимом, чем с недожатием. Таким образом надо предусмотреть минимальное время работы компрессора в режиме пережатия, то есть где давление внутреннего сжатия p_a будет превышать давление нагнетания.

Удельная мощность $N_{уд}$, Дж/м³, (мощность, потребляемая компрессором на сжатие 1 м³/мин рабочей среды) определяется согласно выражению [27]:

$$N_{уд} = \frac{N_e}{V_d}.$$

Тепловой поток между рабочим телом и стенкой компрессора можно определить, используя уравнение конвективной теплоотдачи между рабочим веществом и элементами конструкции СПК:

$$\alpha_i = \alpha_{0i} \rho_i,$$

где α_i — соответствующей парной ячейке сжатия коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К):

$$\alpha_i = \alpha_{0i} \rho_i,$$

α_{0i} — удельный коэффициент теплоотдачи (отнесенный к плотности рабочего вещества), (Вт м)/(кг К);

$T_{ст}$ — средняя температура стенки СПК, К;

F_i — площадь поверхности теплообмена i -ой ячейки сжатия, м²:

$$F_i = 2 \left(l_i h + \frac{W_i}{h} \right),$$

l_i — длина участка спирали, соответствующего ячейке сжатия, м;

T_i — температура рабочего вещества, соответствующая i -ой ячейке сжатия, К.

Объект исследования

Система уравнений, которая лежит в основе математической модели, реализуемой в программе “SPIRALCOMPR”, является замкнутой, позволяющая в различные моменты времени определить текущие параметры состояния рабочего вещества в парных ячейках СПК, а также его интегральные характеристики: массовую производительность, холодопроизводительность, индикаторную и потребную (эффективную) мощность.

Алгоритм, основанный на математической модели термодинамических процессов протекающих в СПК, может работать если задана начальная точка, то есть ряд начальных параметров. Толщина спирали выбиралась согласно рекомендуемому условию в связи с необходимостью размещения на торце спирали уплотнения, предохраняющего от чрезмерных перетечек рабочего вещества между полостями и жесткостью спиралей, $\delta \geq 4$ мм.

Величина эксцентриситета ε_0 задавалась с учетом ее изменения в диапазоне 3–8 мм, так как эта величина ограничивается предельной величиной переносной орбитальной скорости.

Радиус основной окружности определялся согласно уравнения спиральных механизмов с круговой орбитой движения:

$$r_0 = \frac{t_s}{2\pi},$$

где t_s — шаг спирали, $t_s = 2(\varepsilon_0 + \delta)$, м.

Величина диаметра отверстия нагнетания определяется как:

$$d_n = \sqrt{\frac{4V_d}{\pi c_{кл}}},$$

где V_d — действительная (объемная) производительность компрессора, м³/с;

$c_{кл}$ — предельно допустимая скорость течения рабочего вещества через отверстие, м/с.

На основании полученных данных работы программы “SPIRALCOMPR” построены характеристики, представленные на рис. 3–6.

При расчете принимались следующие геометрические характеристики для спирали Архимеда: $\varepsilon_0 = 6,6$ мм; $\delta = 4$ мм; $h = 20$ мм; угол закрутки спирали Архимеда $\psi_{кон} = 6\pi$. Величины давлений $p_0 = 2,03 \cdot 10^5$ Па; $p_k = 24,27 \cdot 10^5$ Па. Рабочее вещество R290. В настоящее время хладон R290 является одним из перспективных хладагентов — «грин хладонов», который пришел на смену

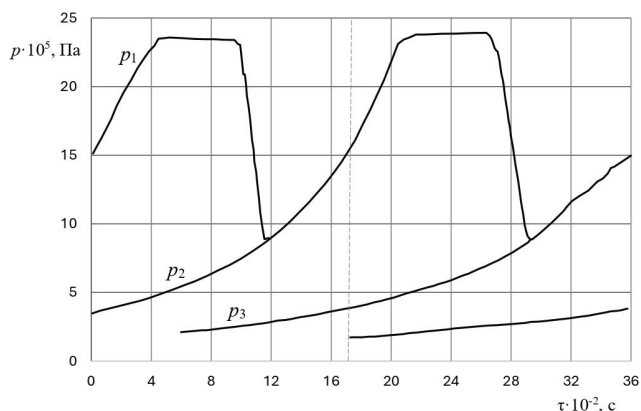


Рис. 3. Характеристика изменения давления в парных ячейках сжатия СПК

Fig. 3. Characteristics of pressure changes in paired compression cells of the scroll compressor

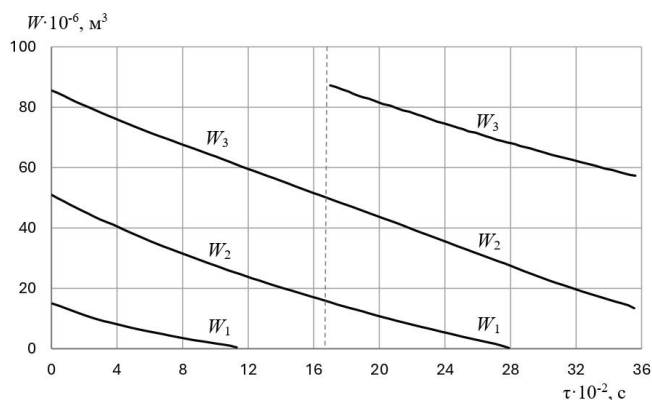


Рис. 4. Характеристика изменения объемов парных ячеек сжатия СПК

Fig. 4. Characteristics of changes in the volumes of paired compression cells of the scroll compressor

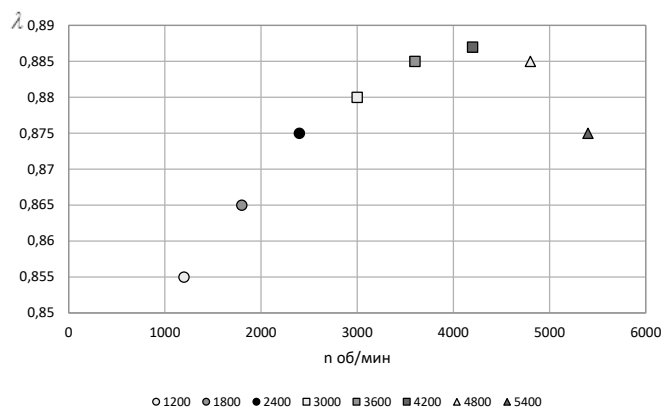


Рис. 5. Характеристика коэффициента подачи СПК

Fig. 5. Supply coefficient of the scroll compressor

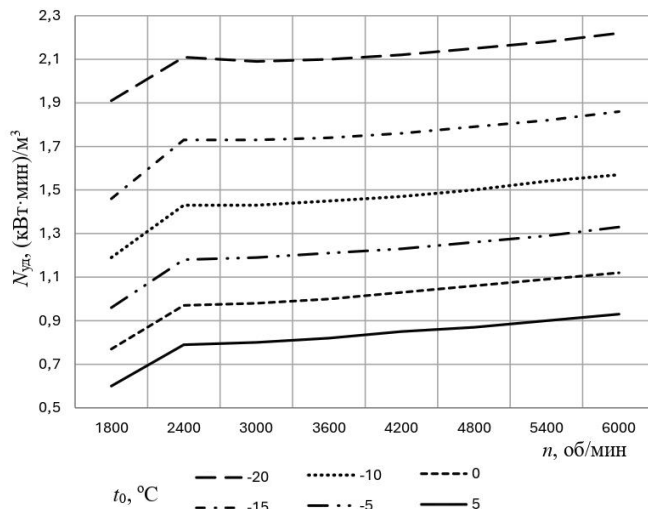


Рис. 6. Зависимость изменения удельной мощности от частоты вращения

Fig. 6. Dependence of specific power change on rotational speed

озоноразрушающим хладагентам, имеющим высокий потенциал глобального потепления.

Проверка результатов расчетов по объемам сжатия и интегральным характеристикам СПК дала расхождение не более 4%.

Заключение

Авторами предложена математическая модель расчета характеристик холодильного спирального компрессора,

которая позволяет получить как геометрические, так и интегральные характеристики. Программа "SPIRALCOMPR" реализована на языке программирования Fortran Power Station. Язык программирования Fortran Power Station является основным языком программирования при решении инженерных и научно-технических задач. Модель учитывает работу компрессора на хладономасляной смеси. Позволяет подключать термодинамические и теплофизические свойства различных хладагентов и масел в виде подпрограмм без изменения всей структуры программы.

Согласно полученным данным, представленным на рис. 3–6, при увеличении частоты вращения спирального компрессора увеличивается его коэффициент подачи, аналогично увеличивается и эффективная мощность. Скорость изменения объема традиционно является функцией изменения производительности, где корреляция вполне очевидна. Однако вместе с этим следует учитывать и скорость изменения давления, его влияния на количественную составляющую протечек и температурный уровень компрессора. При этом существенное влияние на характер характеристики эффективной мощности оказывает температура кипения. При увеличении частоты вращения вала выше 4000 об/мин изменяется характер распределения мощностей в зависимости от температуры кипения при этом на характер изменения удельной мощности это не оказывает существенного влияния.

В будущем в математическую модель авторами планируется ввести расчет возможности рассогласования спиралей с оценкой степени рассогласования по методике, предложенной автором в работе [31].

Литература

1. Патент № 801182 (США). Rotary Engine / L. Creuz, 1905.
2. Кочетова Г. С., Сакун И. А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. М: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. 54 с.
3. Akira Suzuki JPH0148398B2, Hitachi Ltd, 1983-09-12 Hitachi review, 1985, v. 34, no 3, p. 141–146.
4. Akpobi J., Ajayi O. Design and construction of a scroll compressor of an automobile air conditioning system // Journal of Applied Sciences and Environmental Management, Benin City, Nigeria, 2007. No 2 (11). p. 33–41.
5. ГОСТ 28567–90. Компрессоры. Термины и определения. М, 1991. 66 с.
6. Пронин В. А., Кованов А. В., Жилкин А. Ю., Михайлова Е. Н., Цветков В. А. Аналитическая оценка эффективности различных способов регулирования производительности спирального компрессора в составе холодильной системы // Вестник Международной академии холода. 2024. № 1. С. 21–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33
7. Райков А. А. Всережимная математическая модель рабочего процесса спирального вакуумного насоса / А. А. Райков, Р. Р. Якупов, С. И. Саликеев, А. В. Бурмистров, М. Д. Бронштейн // Компрессорная техника и пневматика, 2014. №1. с. 18–25.
8. История создания спиральных холодильных компрессоров. // Академия Криофрост. [Электронный ресурс]: <https://kriofrost.academy/lenta/istoriya/istoriya-sozdaniya-spiralnykh-kholodilnykh-kompressorov/>

References

1. Patent No. 801182 (CSHA). Rotary Engine / L. Creuz, 1905. (in Russian)
2. Kochetova G. S., Sakun I. A. State and direction of development of spiral compressors. Moscow, 1988. p. 54. (in Russian)
3. Akira Suzuki JPH0148398B2, Hitachi Ltd, 1983-09-12 Hitachi review, 1985, v. 34, no 3, p. 141–146.
4. Akpobi J., Ajayi O. Design and construction of a scroll compressor of an automobile air conditioning system. *Journal of Applied Sciences and Environmental Management*, Benin City, Nigeria, 2007. No 2 (11). p. 33–41.
5. State standard 28567–90. Compressors. Terms and definitions. Moscow, 1991. 66 p. (in Russian)
6. Pronin V. A., Kovanov A. V., Zhilkin A. Y., Mikhailova E. N., Tsvetkov V. A. The efficiency of the methods for regulating the capacity of scroll compressor as a part of the refrigeration system. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 1. p. 21–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33. (in Russian)
7. Raikov A. A., Yakupov R. R., Salikееv S. I., Burmistrov A. V., Bronstein M. D. An all-mode mathematical model of the working process of a spiral vacuum pump. *Compressor technology and Pneumatics*, 2014, No. 1, pp. 18–25. (in Russian)
8. The history of spiral refrigeration compressors. *Cryofrost Academy*. [Electronic resource]: <https://kriofrost.academy/lenta/istoriya/istoriya-sozdaniya-spiralnykh-kholodilnykh-kompressorov/> (in Russian)

9. Карпукхин Г. В., Сакун И. А. Обобщенный принцип нахождения огибающих аналитически однородных кривых, применяемых для спиралей в холодильных компрессорах // Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: межвуз. сб. научных трудов СПб., 1992. с. 73–77.
10. Сакун И. А. Некоторые особенности газодинамических процессов в спиральном компрессоре / И. А. Сакун, М. В. Фоменко. Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: Межвуз. сб. науч. тр. СПб., 1992. С. 67–72.
11. Авторское свидетельство № 1798543. Спиральный компрессор / В. Л. Сысоев, И. А. Сакун, М. В. Фоменко. Опубликовано: 28.02.1993.
12. Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46
13. Елагин М. Ю. Математическая модель нестационарных процессов в спиральном компрессоре / М. Ю. Елагин, И. А. Сакун. Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: Межвуз. сб. науч. тр. СПб.: СПбТИХП, 1992. С. 29–34.
14. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 6 июня 2020 г. № 1512-р (Собрание законодательства Российской Федерации, 2020, № 24, ст. 3843).
15. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дисс. канд. техн. наук, Санкт-Петербург, 1998. 188 с.
16. Фоменко М. В. Разработка методики расчета и исследование спирального холодильного компрессора: дисс. канд. техн. наук, Санкт-Петербург, СПбТИХП, 1994. 148 с.
17. Бурданов Н. Г., Канышев Г. А. Спиральные компрессоры для холодильных машин. М: ЦИНТИхимнефтемаш, 1991. 32 с.
18. Хисамеев И. Г. Опыт создания винтовых и спиральных компрессоров для холодильного рынка / И. Г. Хисамеев, А. Г. Сафиуллин, Ю. А. Паранин // Холодильная техника. 2007. №2. С. 18–23.
19. Паранина О. Ю. Параметрический ряд спиральных компрессоров для систем кондиционирования воздуха / О. Ю. Паранина, Ю. А. Паранин, А. Ф. Сарманаева, Ш. Ш. Биктимеров, Е. Р. Ибрагимов // Труды XI Международной научно-технической конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». Казань: Визард, 2022. С. 17–32.
20. B.-C. Lee, T. Yanagisawa, M. Fukuta, and S. Choi. A study on the leakage characteristics of tip seal mechanism in the scroll compressor. In 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 2002.
21. Кованов А. В. Совершенствование методики расчета рабочих характеристик спирального компрессора: дисс. канд. техн. наук, СПб.: Университет ИТМО, 2023. 332 с.
22. Zheng S., Wei M., Hu C., Song P., Tian R. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂. // Sci. China Technol. Sci. 2021. Vol. 64, no 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3
23. Yoshida Hirofumi, Sakuda Atsushi, Futagami Yoshiyuki, Morimoto Takashi, Ishii Noriaki. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant. // International Compressor
9. Karpukhin G. V., Sakun I. A., Generalized principle of finding envelopes analytically homogeneous curves used for coils in refrigeration compressors. Interuniversity collection of scientific papers “Improving the efficiency of processes of refrigerating machines and installations of low-grade energy”. SPb, 1992. p. 73–77. (in Russian)
10. Sakun I. A. Some features of gas dynamic processes in a spiral compressor / I. A. Sakun, M. V. Fomenko. Improving the efficiency of refrigeration machines and low-potential energy installations: Interuniversity Collection of Scientific Papers, St. Petersburg, 1992. pp. 67–72. (in Russian)
11. Copyright certificate No. 1798543. Spiral compressor / V. L. Sysyoev, I. A. Sakun, M. V. Fomenko. B. I. 1993. No. 8. (in Russian)
12. Kosachevsky V. A. Scroll compressors capacity. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No 4. p. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46 (in Russian)
13. Elagin M. Y. Mathematical model of unsteady processes in a spiral compressor / M. Y. Elagin, I. A. Sakun. Improving the efficiency of refrigerating machines and low-potential energy installations: Interuniversity collection of scientific research. St. Petersburg: SPbTIHP, 1992. pp. 29–34. (in Russian)
14. Decree of the Government of the Russian Federation dated June 6, 2020 No. 1512-r (Collection of Legislation of the Russian Federation, 2020, No. 24, art. 3843). (in Russian)
15. Kosachevsky V. A. Development of a calculation method and analysis of the working process of scroll compressors: dissertation of the Candidate of Technical Sciences, St. Petersburg, 1998. 188 p. (in Russian)
16. Fomenko M. V. Development of calculation methods and research of a spiral refrigerating compressor: dissertation of the Candidate of Technical Sciences, St. Petersburg, SPbTIHP, 1994. 148 p. (in Russian)
17. Bupdanov N. G., Kanyshv G. A. Spiral compressors for refrigerators. Moscow, 1991. P. 32. (in Russian)
18. Khisameev I. G. The experience of creating screw and scroll compressors for the refrigeration market / I. G. Khisameev, A. G. Safullin, Yu. A. Pararin. *Refrigeration technology*. 2007. No. 2. pp. 18–23. (in Russian)
19. Pararina O. Yu. Parametric series of scroll compressors for air conditioning systems / O. Yu. Pararina, Yu. A. Pararin, A. F. Sarmanaeva, Sh. Sh. Biktimerov, E. R. Ibragimov. Proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference of Young specialists “Research, design and manufacturing technology of compressor machines”. Kazan: Wizard, 2022. pp. 17–32. (in Russian)
20. B.-C. Lee, T. Yanagisawa, M. Fukuta, and S. Choi. A study on the leakage characteristics of tip seal mechanism in the scroll compressor. In 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 2002.
21. Kovanov A. V. Improving the methodology for calculating the performance characteristics of a scroll compressor: dissertation of the Candidate of Technical Sciences, St. Petersburg: ITMO University, 2023. 332 p. (in Russian)
22. Zheng S., Wei M., Hu C., Song P., Tian R. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂. *Sci. China Technol. Sci.* 2021. Vol. 64, no 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3
23. Yoshida Hirofumi, Sakuda Atsushi, Futagami Yoshiyuki, Morimoto Takashi, Ishii Noriaki. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant. *International Compressor*

- Engineering Conference. 2008. P. 1848. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1848>
24. Патент RU 220531 U1 Компрессионный механизм / В. А. Пронин, Е. Н. Михайлова, А. В. Кованов, В. А. Цветков. Оpubл. 21.09.2023. Бюл. №27.
 25. Маггеррамов Т. М. Прогнозирование растворимости хладагентов в смазочных маслах на основе уравнений состояния на языке Python / Т. М. Маггеррамов, И. И. Митричев // Успехи в химии и химической технологии. Т. XXXVII. 2023. № 4. С. 152–154.
 26. Колесников А. М. Нейросетевой подход для предсказания вязкости и плотности смазочных масел при растворении в них газов / А. М. Колесников, И. И. Митричев // Успехи в химии и химической технологии. Т. XXXVII. 2023. № 4. С. 10–12.
 27. Татаренко Ю. В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. СПб.: Университет ИТМО; ИХБТ, 2015 100 с.
 28. Елагин М. Ю. Повышение эффективности бытовых холодильных машин на основе математического моделирования нестационарных рабочих процессов: дисс. докт. техн. наук. СПб.: СПбТИХП, 1993. 231 с.
 29. Пронин В. А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: дисс. докт. техн. наук. Санкт-СПб., 1998. 226 с.
 30. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
 31. Косачевский В. А. О последствиях рассогласования спиральных элементов компрессора // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 28–32. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32
 24. Patent RU 220531 U1 Compression mechanism / V. A. Pronin, E. N. Mikhailova, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov. Published on 09/21/2023. Byul. No. 27. (in Russian)
 25. Maherramov T. M. Forecasting the solubility of refrigerants in lubricating oils based on equations of state in Python / T. M. Maherramov, I. I. Mitrichev. *Successes in chemistry and chemical technology*. Vol. XXXVII. 2023. № 4. pp. 152–154. (in Russian)
 26. Kolesnikov A. M. Neural network approach for predicting the viscosity and density of lubricating oils when gases are dissolved in them / A. M. Kolesnikov, I. I. Mitrichev. *Successes in chemistry and chemical technology*. Vol. XXXVII. 2023. № 4. pp. 10–12. (in Russian)
 27. Tatarenko Yu. V. Introduction to mathematical modeling of characteristics of steam compressor refrigerating machines. St. Petersburg: ITMO University; IHBT, 2015 100 p. (in Russian)
 28. Elagin M. Y. Improving the efficiency of household refrigerating machines based on mathematical modeling of non-stationary work processes: diss. doct. Technical Sciences. St. Petersburg: SPbTIHP, 1993. 231 p. (in Russian)
 29. Pronin V. A. Screw single-rotor compressors for refrigeration and pneumatics: diss. doct. Technical sciences. Saint Petersburg, 1998. 226 p. (in Russian)
 30. Idelchik I. E. Handbook of hydraulic resistance / edited by M. O. Steinberg. Moscow: Mashinostroenie, 1992. 672 p.
 31. Kosachevsky V. A. The consequences of misalignment of the spiral elements in the compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 28–32. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32. (in Russian)

Сведения об авторах

Пронин Владимир Александрович

Д. т. н., профессор, ординарный профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, maior.pronin@mail.ru

Жилкин Антон Юрьевич

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, zilka2008@yandex.ru

Кованов Александр Викторович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, Kovanov76@yandex.ru

Information about authors

Pronin Vladimir A.

D. Sc., Professor, Professor of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, maior.pronin@mail.ru

Zhilkin Anton Y.

Graduate student of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, zilka2008@yandex.ru

Kovanov Aleksandr V.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, Kovanov76@yandex.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»