

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРА ПОДВИЖНОСТИ СТЕНОК ЩЕЛИ ПРИ РАСЧЁТЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОТЕЧЕК В РАБОЧЕЙ ЧАСТИ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА. ЧАСТЬ 2

В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков, Е. Н. Михайлова, П. А. Белов

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Протечки рабочего вещества в зазорах проточной части компрессора занимают большую долю его объемных потерь. От точности определения количественной составляющей зависит оптимальность расчетных и аппроксимированных характеристик. Соответственно адекватная и качественная математическая модель должна включать фактор нестационарности процесса протечек, с учетом подвижности спиральных элементов. Вместе с этим большую роль в характере протечек играют реальные свойства рабочей среды, характеризующиеся коэффициентом сжимаемости. Таким образом, в настоящей статье ставится задача создания математической модели адекватной действительному процессу сжатия и позволяющей оценить степень влияния подвижности стенок щели на протечки через них. Результат численных расчетов по предложенной методике имеет меньшую погрешность относительно экспериментальных данных, чем результат, полученный без учета подвижности стенок щели. Также он показал значительное влияние на расход протечек как разности давлений на краях щели, так и вязкостных свойств паромасляной смеси, значительный процент которой составляет масло.

Ключевые слова: спиральный компрессор, нестационарное течение в щелях, рабочий зазор, подвижность стенок щели, методика расчета протечек.

Введение

Спиральный холодильный компрессор в силу своей специфики функционирует при переменных внешних условиях, обуславливающих непостоянство давлений на всасывании и нагнетании, а также массового расхода рабочего вещества, что требует изменяемой производительности. Регулирование частоты вращения приводного вала компрессора — наиболее эффективный способ достижения необходимой производительности, но надо учитывать, что при таком способе может изменяться и количественная составляющая объемных потерь.

Используемое в спиральном компрессоре (СПК) масло, помимо смазывающих свойств, попадая в полость сжатия, способствует интенсифицировать процесс теплообмена и уплотнить зазоры между рабочими органами [1, 2]. От свойств масла, которое является вязкой несжимаемой жидкостью, будет зависеть и изменение характера протечек через щели спиральных элементов [3, 4]. Вопросы гидродинамики для течения сплошных сред в узких каналах и щелях хорошо освещены в фундаментальных работах [5–7]. Настоящая статья посвящена разработке математической модели, описывающей течение среды в щели с подвижной стенкой, с учётом влияния вязкостных свойств и сжимаемости среды.

Исходя из схожести термодинамики рабочих процессов спирального и винтового компрессоров, анализируя изложенной в работах [1, 2, 7], аналогично винтовому компрессору, коэффициент подачи для СПК можно записать:

$$\lambda = \lambda_{\text{ш}} \cdot \lambda_{\text{о}} \cdot \lambda_{\text{м}} \cdot \lambda_{\text{г}}, \quad (1)$$

где $\lambda_{\text{ш}}$ — учитывает протечки рабочего тела через зазоры в рабочих органах, их можно разделить на утечки в полость всасывания и на перетечки между ячейками сжатия. Доля этих утечек занимает часть объема парной полости всасывания и повышает температуру свежей порции рабочего вещества. Потери от подогрева рабочего тела на всасывании учитывается коэффициентом $\lambda_{\text{о}}$. Вследствие перетечек паромасляной смеси между ячейками происходит падение давления раствора, из него выделяются пары хладагента, их называют балластным рабочим веществом, которое занимает часть объема парной полости. Данное обстоятельство учитывается коэффициентом $\lambda_{\text{г}}$. Поступающее в полость сжатия масло, аналогично занимает часть объема парной полости коэффициент $\lambda_{\text{м}}$, снижая коэффициент подачи. Основным видом потерь в СПК, согласно [8–16], являются протечки рабочего тела. Причём в ряде этих работ отмечается преобладающая доля, порядка 75 % протечек через радиальные щели рабочих органов СПК. Таким образом, построение общих математических моделей СПК, основанных на дифференциальных уравнениях процессов с переменной массой и описанных в работах [17–19], должны включать методики расчёта вышеизложенных факторов, таких как массообмен, теплообмен, механическое взаимодействие элементов машины между собой и т.д. Математическое моделирование рабочих процессов в СПК описано в многочисленных работах, среди которых можно выделить [20–26], где модели включают рассмотрение как процессов сжатия, так и их динамику. Т.е. процесс протечек рассматривается совместно с динамическим поведением основных узлов машины. Уравнения представленной модели [20] решены

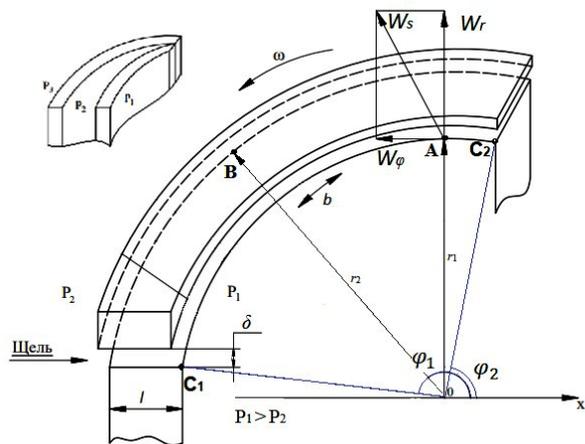


Рис. 1. Радиальная щель в полярной системе координат
Fig. 1. Radial slot in the polar coordinate system

с помощью метода Рунге – Кутты четвёртого порядка, критерием сходимости которого является расхождение массового расхода и средней температуры рабочего вещества в области нагнетания за один оборот между итерациями. Но при этом расчёт параметров спирального компрессора в ряде работ [23–26] не учитывает изменения величин монтажных зазоров от тепловых и силовых деформаций. Данный вопрос рассматривается отдельно в работах [27, 28] на основе теорий механики упругости, теорий теплопередачи и CASE (Computer — Aided Software Engineering). Исследованиями установлено неравномерное распределение температуры, представлено распределение напряжений и деформаций. Методами САЕ (Computer-aided engineering) были подобраны оптимальные размеры зазоров. В этих работах зазоры задавались в исходных данных постоянной величиной, не зависящей от угла поворота подвижной спирали (ПСП), что ставит вопрос точности такого подхода.

Поверхности, образующие зазоры между спиралями, движутся, поэтому представляет интерес оценка влияния этого движения на протечки через рабочие зазоры. Скорости движения названных поверхностей зависят как от их конфигурации, так и от исходных скоростных параметров. Конфигурация же зазоров определяется целым рядом факторов, все эти аспекты рассматривались нами ранее в первой части статьи. Так как при движении рабочих органов СПК изменяются параметры щелей и скорости взаимного движения поверхностей, их образующих, то и течение компримируемой среды через них нестационарно.

Учёт течения реального рабочего вещества в радиальной щели

Рассмотрим радиальную щель $C_1C_2 = b$ (ширина щели), представленную на рис. 1, на края которой давления будут соответствовать значениям P_1 и P_2 , причём одна из поверхностей щели имеет угловую скорость ω . Оценим основные геометрические и кинематические характеристики для этой щели.

Течение среды в радиальном зазоре будем считать ламинарным, а характерную для зазора высоту δ — малой, по сравнению с его глубиной l . Также считаем малым комплекс $(\delta/l) \cdot Re$, где Re — характерное число Рейнольдса. Теплообменом потока рабочего вещества с ограничивающими его тверды-

ми поверхностями можно пренебречь. Кинематика потока, как было ранее показано, имеет напорно-фрикционный характер, а значит, в любой точке щели, например A (рис. 1), будет складываться из окружной и радиальной составляющих.

Угловая протяженность щели будет меняться с углом поворота вала:

$$b = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\rho_2^2 + \rho_1^2} d\varphi = r_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{1 + \varphi^2} d\varphi = 0,5 r_0 \left[\varphi \sqrt{1 + \varphi^2} + \ln(\varphi + \sqrt{1 + \varphi^2}) \right]. \quad (2)$$

Для возможности описания течения паромасляной среды (смесь рабочего тела и масла), в конкретной щели нам необходимо воспользоваться соответствующими уравнениями газовой динамики, учитывая реальные свойства среды [10]. К основным уравнениям, описывающим движение сжимаемой среды в плоской щели, отнесём уравнение неразрывности, два уравнения движения и уравнение сохранения энергии, записанные для двухмерного потока.

Уравнение неразрывности для нестационарного течения сплошной среды в полярной системе координат имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho W_\varphi) + \frac{\rho W_r}{r} = 0, \quad (3)$$

где ρ — плотность, t — время; W_r , W_φ — радиальная и окружная составляющие относительно скорости потока по отношению к выбранной спирали.

Дифференциальные уравнения движения сплошной среды в рассматриваемой системе координат будут содержать объёмные силы инерции и в общем виде могут быть записаны как:

$$\vec{F} = \omega^2 \vec{r}, \quad (4)$$

где \vec{r} — радиус-вектор, проведенный из оси вращения вала ПСП в рассматриваемую точку, ω — вектор угловой скорости вала ПСП, относительно ПСП. Тогда, исходя из рис. 1, с учётом выбранной полярной системы координат, можно записать:

$$F_r \approx \omega^2 r + 2\omega W_\varphi, \quad (5)$$

$$F_\varphi \approx -\omega^2 r - 2\omega W_r. \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения ламинарного движения в соответствии с [29] можно записать в виде:

$$\frac{dW_r}{dt} + \frac{W_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + \omega^2 r + 2\omega W_\varphi + \phi_r, \quad (7)$$

$$\frac{dW_\varphi}{dt} - \frac{W_r W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \omega^2 r - 2\omega W_r + \phi_\varphi, \quad (8)$$

где P — давление; ϕ_r , ϕ_φ — члены уравнения, характеризующие влияние вязкости и связанные с касательными напряжениями в потоке:

$$\left\{ \begin{aligned} \phi_r &= \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\varphi\varphi}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\mu \cdot \text{div} \vec{W}) \right], \\ \phi_\varphi &= \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + 2 \frac{\tau_{r\varphi}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} (\mu \cdot \text{div} \vec{W}) \right], \end{aligned} \right. \quad (9)$$

где μ — динамическая вязкость, τ_{rr} , $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{\varphi\varphi}$ — касательные напряжения в потоке, а $div \vec{W}$ — дивергенция относительной скорости потока:

$div \vec{W} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rW_r) + \frac{\partial}{r\partial\varphi} W_\varphi$, причем в случае ламинарного движения касательные напряжения выражаются через динамическую вязкость μ и компоненты тензора скорости деформации простыми зависимостями:

$$\tau_{rr} = 2\mu\dot{S}_{rr}; \tau_{r\varphi} = 2\mu\dot{S}_{r\varphi}; \tau_{\varphi\varphi} = 2\mu\dot{S}_{\varphi\varphi}. \quad (10)$$

Для компонент тензора скоростей деформации будут справедливы формулы:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{rr} &= \frac{\partial W_r}{\partial r}; \dot{S}_{r\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial r} - \frac{W_\varphi}{r} + \frac{\partial W_r}{r\partial\varphi} \right); \\ \dot{S}_{\varphi\varphi} &= \frac{\partial W_\varphi}{r\partial\varphi} + \frac{W_r}{r}. \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнение энергетического баланса может быть записано в виде [30]:

$$\frac{di}{dt} = \frac{dP}{dt} + N_{\text{дис}} + div(\lambda' \cdot grad T), \quad (12)$$

где i — удельная энтальпия; T — температура; $N_{\text{дис}}$ — мощность сил трения, диссипируемая в теплоту; λ' — коэффициент теплопроводности.

$$N_{\text{дис}} = 4\mu \cdot \dot{S}_{r\varphi}^2 + \frac{2}{3} \mu \left[(\dot{S}_{rr} - \dot{S}_{\varphi\varphi})^2 + \dot{S}_{\varphi\varphi}^2 - \dot{S}_{rr}^2 \right], \quad (13)$$

а член, характеризующий теплопроводность:

$$\begin{aligned} div(\lambda' grad T) &= \\ &= \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda' \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\varphi} \left(\lambda' \frac{\partial T}{r\partial\varphi} \right) + \frac{\lambda'}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r}. \end{aligned} \quad (14)$$

Если воспользоваться уравнением неразрывности (3) и уравнениями движения (7) и (8), то уравнение (12) можно представить в ином, более удобном для дальнейшего рассмотрения виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} (\rho i \cdot - P) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\rho r W_r i \cdot) + \frac{\partial}{r\partial\varphi} (\rho W_\varphi i \cdot) = \\ = \rho W_r F_r + \rho W_\varphi F_\varphi + N_{\text{дис}} + div(\lambda' grad T), \end{aligned} \quad (15)$$

где $i \cdot$ — полная удельная энтальпия:

$$i \cdot = i + \frac{1}{2} (W_r^2 + W_\varphi^2). \quad (16)$$

Для решения поставленной задачи к системе дифференциальных уравнений гидродинамики необходимо присоединить термическое и калорическое уравнения состояния сплошной среды, зависимости, характеризующие ее вязкость и теплопроводность, а также граничные и начальные условия.

Поставленная задача может решаться в два этапа. При движении рабочей среды, во время компримирования, масляная, более вязкая, фракция «запирает» щель, заполняя практически весь её объём. В данном исследовании для получения базовых расчетных зависимостей условно будем считать, что протечки состоят из жидкой фазы, т.е. масла, представляющую собой несжимаемую жидкость, вязкость которой зависит только от температуры T .

При этом полагая, что скорости течения масла не слишком велики, и пренебрегая теплообменом между потоками масла и ограничивающими щели поверхностями, будем считать, что динамическая вязкость μ в щели при любом орбитальном положении подвижной спирали, зависит от температуры в полости сжатия.

Учитывая сложность дифференциальных уравнений, их необходимо упростить за счет оценки порядка всех их членов с учетом течения в узких зазорах, которые имеют место в зацеплении рабочих органов СПК.

Ввод новых переменных и безразмерных величин, позволит соотнести критическое и докритическое течение среды, характеризуемое числом Маха. Также будем полагать, что величина зазора $\delta \ll r$, где r — радиус-вектор, время нахождения в зацеплении спиралей для рассматриваемой щели t_0 . В случае заполнения зазора несжимаемой жидкостью (маслом), уравнения упростятся. Далее если пренебречь нестационарным членом уравнения неразрывности, а затем вернуться обратно к его размерной форме, то получим упрощенное уравнение:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho W_r) + \frac{\partial (\rho W_\varphi)}{\partial \varphi} = 0. \quad (17)$$

В процессе приведения к безразмерному виду уравнения движения, компоненты тензора скоростей деформации и дивергенция относительной скорости так же следует выразить через безразмерные величины. Учитывая малую высоту щелей, течение масла будем считать ламинарным. В этом случае движение масла в радиальном зазоре между спиралами, после соответствующих преобразований, будет определяться системой упрощенных уравнений гидродинамики:

$$\frac{\partial W_r}{\partial x} + \frac{\partial W_\varphi}{r\partial\varphi} = 0, \quad (18)$$

$$\frac{\partial P}{r\partial\varphi} = \mu \frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial x^2}, \quad (19)$$

где W_r , W_φ — составляющие скорости масла в относительном движении к НСП.

При выводе упрощенного уравнения энергетического баланса, для оценки членов аналогично переходим к безразмерным величинам, после решения уравнений и возвращения к размерной форме величин получим:

$$\frac{\partial (\rho W_r i \cdot)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho W_\varphi i \cdot)}{r\partial\varphi} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(W_\varphi \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} \right) + \lambda' \frac{\partial T}{\partial x} \right], \quad (20)$$

Причём $i \cdot = i + 0,5W_\varphi^2$.

В случае течения несжимаемой жидкости $\rho = \rho_0$, кроме того, при небольших скоростях потока жидкости $i \cdot \approx cT$, где c — теплоемкость.

На данном этапе нами получены упрощенные уравнения для жидкой фазы (масла), которая представляет собой несжимаемую жидкость, движущуюся в щели. Динамическая вязкость масла μ при любом орбитальном положении подвижной спирали, зависит от температуры T в полости сжатия.

Для определения протечек жидкой фазы через радиальную щель проинтегрируем уравнение (28) сначала по x в пределах от 0 до h , а затем по φ

в пределах от φ' до φ'' . Тогда объемный расход масла через щель при данном положении спирали, определяемом углом θ , составит:

$$q = r \int_{\varphi'}^{\varphi''} \left(\int_0^h W_x dx \right) d\varphi. \quad (21)$$

Далее следует связать эту величину с градиентом давления $\frac{dP}{dx}$, при этом перепад давления ΔP между ячейками сжатия зависит от орбитального угла θ . Полный объём полости сжатия V может быть рассчитан по уравнению (22):

$$\bar{V}(\theta) = \frac{h}{2} \int_{0-2\pi}^{\theta} (r_1(\varphi)^2 - r_2(\varphi - \pi, \theta)^2) d\varphi, \quad (22)$$

где θ — угол поворота вала СПК; φ — полярный угол; r_1 — радиус вектор, проведённые из центра неподвижной спирали к образующей внутренней поверхности; r_2 — радиус-вектор, проведённые из центра подвижной спирали к образующей внешней поверхности.

А давление и температура в ячейках сжатия по уравнениям (23):

$$P_s(\theta) = P_0 \left(\frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^k, \quad T_s(\theta) = T_0 \left(\frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^{k-1}, \quad (23)$$

где V — объём рабочей полости при некотором текущем значении орбитального угла; P_s — текущее значение давления газа в рабочей полости; T_s — текущее значение температуры газа; V_0 — объём полости при окончании цикла всасывания; P_0 — давление всасывания; T_0 — температура рабочего тела на всасывании, а k — показатель адиабаты.

При экспоненциальной зависимости динамической вязкости от температуры она определится формулой:

$$\mu = \mu_0 e^{-a(T-T_0)}, \quad (24)$$

где a — термический коэффициент вязкости масла; μ_0 — динамическая вязкость масла при температуре T_0 .

Среднюю скорость масла в щели можно определить по формуле:

$$W_{\text{ср}} = \frac{H^2}{12\mu x'} \Delta P + \frac{\omega}{2} \left[(a - r \cos \theta) - 2r \frac{\sin \Delta\varphi/2}{\Delta\varphi} \right]. \quad (25)$$

Полная величина протечек жидкой фазы рабочего тела через радиальную щель между спиралями за рассматриваемое время, т.е. за время поворота ПСП на угол $(\theta_2 - \theta_1)$, определится выражением:

$$Q = \frac{1}{\omega} \int_{\theta_1}^{\theta_2} q d\theta. \quad (26)$$

Вывод упрощенных дифференциальных уравнений для течения в радиальном зазоре СПК позволяет получить расчётные зависимости для расхода рабочего тела через щели и, следовательно, определить коэффициент подачи компрессора.

Определение величины протечек и коэффициента подачи маслозаполненного СПК

Расчёты проведены для конкретной геометрии спирали и для конкретных условий работы. В ходе численного эксперимента получены значения протечек через радиальные щели в рабочей части СПК.

На базе полученной математической модели была разработана программа расчета протечек.

Вычисления для принятого типа спирали производятся в следующем порядке:

1. Устанавливается дискретность точек по орбитальному углу θ поворота ПСП и угловой координате φ на кромке спирали.

2. Осуществляется цикл интегрирования по θ , в ходе которого выполняются все перечисленные ниже вычисления.

3. На базе уравнения (22) определяется объём ячейки сжатия при фиксированном орбитальном угле θ .

4. С учётом уравнений (23) определяется перепад давления ΔP между полостями рассматриваемого участка спирали; плотность среды в полости сжатия — ρ и температура смеси — T :

$$\begin{cases} \Delta P = P_{\text{вс}} \left\{ [V(-\theta)/V(\theta - \pi)]^n - 1 \right\} \\ \rho = (\rho_{\text{вс}} + \xi_m \rho_m) V(-\theta)/V(\theta - \pi) \\ T = T_{\text{вс}} [V(-\theta)/V(\theta - \pi)]^{n-1} \end{cases} \quad (27)$$

В этих формулах: $P_{\text{вс}}, \rho_{\text{вс}}, T_{\text{вс}}$ — параметры рабочего тела на всасывании; $V(\theta)$ — полный объём полости сжатия; n — показатель политропы процесса сжатия в рабочей полости; ρ_m — плотность масла; ξ_m — концентрация масла в паромасляной смеси.

5. Осуществляется цикл интегрирования по φ , в ходе которого определяются геометрические

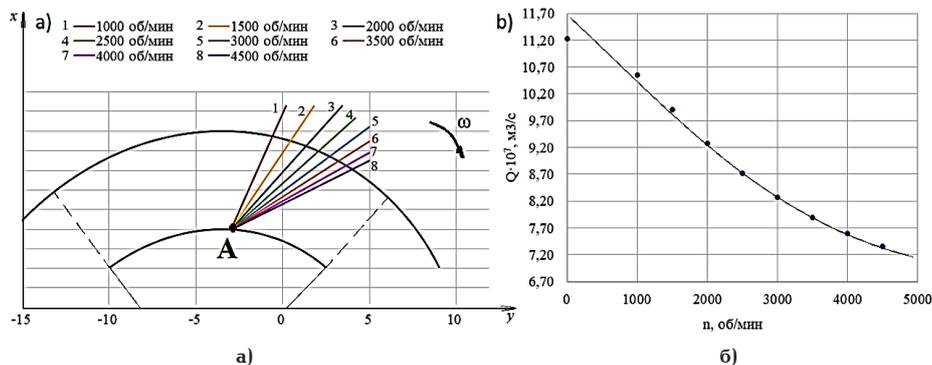


Рис. 2. Данные результаты расчёта в зависимости от скорости вращения вала: а) путь, пройденный рабочей средой; б) объём расхода протечек
Fig. 2. Calculation results according to the shaft speed: а) path passed by the medium; б) leakage flow rate

и кинематические характеристики щели. Расчеты ведутся в системе координат, связанной с точкой A на поверхности торца спирали, как показано далее на рис. 2а.

Ось Ау направлена по касательной к поверхности спирали; ось Ax направлена радиально, по радиусу, проведённому из центра ПСП. При расчете определяются проекции скорости ПСП относительно НСП: U_x, U_y , а также относительная скорость точки на поверхности ПСП: $U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2}$.

Изменение длины щели $b = \frac{U}{U_x} S$, глубина щели $l = \text{const}$ и высота щели $\delta = \text{const}$.

Значения W_0 , соответствующие одним и тем же значениям ΔP , при фиксированном угле θ и различных значениях φ определялись методом хорд, после чего подсчитывается удельный расход по дуге $d\varphi$:

$$q = r\delta\rho W_0. \quad (28)$$

В дальнейшем удельный расход суммировался по углу φ , а потом и по углу θ .

Составляющая коэффициента подачи СПК, соответствующая этим протечкам, определялась с помощью выражения:

$$\lambda_{\text{пл}} = \frac{1 - \int_{\theta_{\text{оп}}} q(\theta, \varphi) d\varphi d\theta}{[\rho_{\text{вс}} V(-\theta_{\text{max}})]}. \quad (29)$$

Результаты и обсуждения

За исходные данные расчёта приняты параметры реального образца спирали, представленные ниже в табл. 1.

По исходным данным построена геометрия спиралей рис. 3. Геометрия рёбер спиралей показана на рис. 3а. Определены условные точки касания спиралей, соответствующие расчётному орбитальному углу подвижной спирали. Координата пересечения прямой с внешним ребром подвижной спи-

Таблица 1. Конструктивные параметры образца спирали
Table 1. Design parameters of the spiral sample

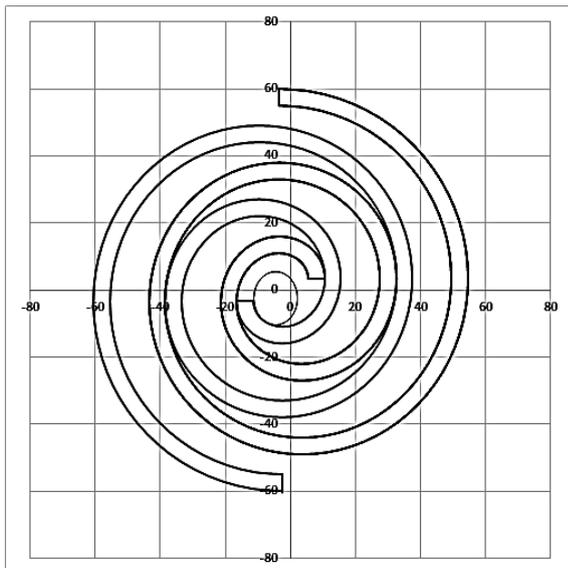
Наружный диаметр спирали D , мм	126
Эксцентриситет ϵ , мм	5,996
Радиус основной окружности r_0 , мм	3,5
Толщина ребра спирали l , мм	5
Высота радиального зазора δ , мм	$20 \cdot 10^{-6}$
Шаг спирали t , мм	21,991
Угол закрутки спирали θ_n , рад	$6,54\pi$
Число витков спиралей	3
Геометрическая степень сжатия ϵ_r	1,42

рали представлена на рис. 3б, данные вычислены методом приближений.

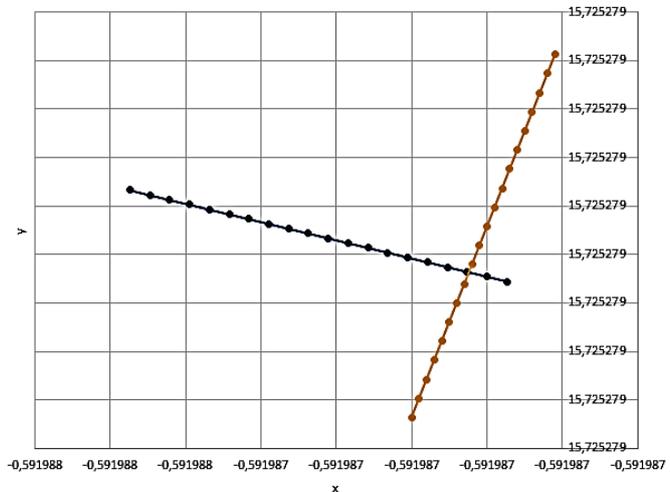
Расчёт расхода рабочего вещества проводился для НФС хладагентов, в исследовании представлены данные относительно R22 (табл. 2), т.к. характеристики СПК с этим хладагентом наиболее полно даны в открытых источниках, и не составляет труда обратиться к экспериментальным и расчётным данным. Для расчёта принят тип масла МО/АВ (табл. 3).

Расчёты проведены в диапазоне скорости вращения вала от 0 об/мин до 4500 об/мин, что выше номинальной скорости вращения при стандартной частоте 50 Гц, но вполне соответствует скорости вращения, получаемой с помощью частотного привода в диапазоне до 70 Гц. По результатам вычислений построена диаграмма пути, пройденного рабочим телом в щели в зависимости от частоты вращения вала компрессора (рис. 2а). Получена характеристика расхода рабочего тела в радиальной щели в зависимости от частоты вращения вала компрессора, которая представлена на рис. 2б.

Коэффициент подачи для экспериментального маслозаполненного спирального компрессора представлен на рис. 4, рассчитан по методике [30] через частные множители (1), применяемой в работах



а)



б)

Рис. 3. Построение спирали: а) геометрия рёбер спиралей на основе исходных данных; б) к определению точки пересечения прямой и внешнего ребра спирали
Fig. 3. Construction of a spiral: a) geometry of spiral edges based on the initial data; b) to the definition of the intersection point of the line and the outer edge of the spiral

Таблица 2. Свойства R22 при $T = 423 \text{ K}$, $P = 0,8 \text{ МПа}$
Table 2. Properties of R22 at $T = 423 \text{ K}$, $P = 0,8 \text{ МПа}$

Свойство	Значение	Размерность
Показатель адиабаты	1,124	
Плотность	20,38	кг/м ³
Динамическая вязкость	$19,32 \cdot 10^{-6}$	Па·с

Таблица 3. Характеристики масла ХФ 22–24
Table 3. Characteristics of mineral oil

Вязкость кинематическая $\nu_{\text{Ст}}$ (мм ² /с) при 100 °С	7
Плотность при 20 °С, г/см ³	0,883

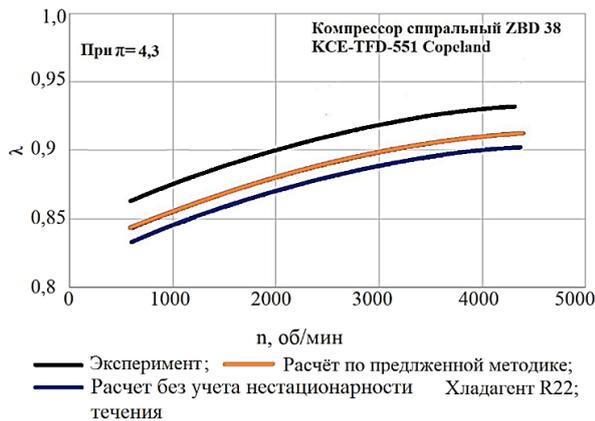


Рис. 4. Сравнительные характеристики зависимости коэффициента подачи СПК от частоты вращения вала
Fig. 4. Comparative characteristics of SCC feed coefficient dependence on the shaft speed

[10–12], и сопоставлен с вышеприведёнными данными.

Сравнительный анализ показал отклонение расчётных данных коэффициента подачи выполненных по представленной методике около 4 %. Т.е. учет подвижности стенок позволяет более точно рассчитать протечки через щели в рабочей части СПК, а следовательно, и коэффициент подачи машины.

При значительных перепадах давления в щели, когда мы имеем критическое истечение, — объемный расход среды через щель будет зависеть от скорости звука в среде, которая, в свою очередь, зависит от объемной концентрации жидкой фазы в сжимаемой среде [5]. При этом, учитывая результаты расчёта и данные, полученные в работе [31, 32], численный эксперимент показывает: в случае, когда ΔP в щели малы, протечки паромасляной смеси по объему в 4 раза меньше. Также следует предположить, что данное отношение, видимо, изменяется и зависит от свойств чистого вещества и состава паромасляной смеси.

Результаты численного эксперимента свидетельствуют также о том, что в щели должен происходить интенсивный отвод теплоты от паромасляной смеси, компенсирующий рост температуры вследствие вязкого трения и приближающий процесс к изотермическому.

Расчётные зависимости, составляющие методику, предполагают её универсальный характер в отношении используемых хладагентов и масел. В этом аспекте интерес вызывает её дальнейшая апробация

на диоксиде углерода, при появлении соответствующих экспериментальных данных работы СПК.

Выводы и заключение

— Разработана уточненная методика расчёта протечек рабочей среды в проточной части СПК;

— определен характер изменения объёмного расхода протечек рабочей среды в зависимости от числа оборотов вала СПК — зависимость имеет нелинейный характер и указывает на уменьшение расхода с увеличением числа оборотов. В то же время нормальная составляющая протечек зависит от ΔP , что в совокупности говорит о рациональности применения данной методики при определённых внешних условиях и режиме работы компрессора;

— получены результаты, позволяющие спрогнозировать объёмные и энергетические показатели компрессора, провести аппроксимацию характеристик с целью повышения эффективности холодильной машины.

В заключение следует отметить, что растущий запрос рынка на натуральные хладагенты, а также желание потребителя снизить стоимость владения оборудованием, требует от производителя снижения себестоимости и энергоёмкости новых компрессоров [33, 34]. Так, приведённые данные в этих источниках показывают целесообразность применения СПК для натуральных хладагентов, но вместе с этим прослеживается и масса практических задач, ориентированных на совершенствование компрессора:

— способы стабильного, и оптимального распределения подачи масла в условиях высокого перепада давлений;

— уравнивание конструкции, снижение шума и вибрации;

— разгрузка опорных и упорных подшипников;

— снижение температуры нагнетания и увеличение рабочей области компрессора;

— анализ силовых и тепловых деформаций рабочих органов компрессора;

— анализ снижения затрат на производство спиралей и поиск их оптимальной геометрии;

— выбор энергоэффективного способа регулирования производительности.

Приведенные аспекты являются наиболее вероятной темой дальнейших исследований.

Список источников

1. Plaza E. L. Dynamic Analysis of a scroll compressor. Master of Science Thesis MMK 2007:33 MPK 593 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44. Stockholm, Sweden, 2007. 80 p.

2. Бежанишвили Э. М., Быков А. В., Гуревич Е. С. [и др.]. Холодильные компрессоры: справочник. Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 279 с.

3. Крестин Е. А. К вопросу о теоретическом исследовании гидродинамических характеристик течения вязкой несжимаемой жидкости в зазорах переменной высоты // Градостроительство и архитектура. 2018. Т. 8, № 1 (30). С. 130–134. DOI: 10.17673/Vestnik.2018.01.22. EDN: XUATVR.

4. Гурченков А. А. Неуставившееся движение вязкой жидкости между вращающимися параллельными стенками при наличии поперечного потока // Прикладная механика и теоретическая физика. 2001. Т. 42, № 4 (248). С. 48–51. EDN: ONVVMX.

5. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Москва: Наука, 1987. 840 с.

6. Ден Г. Н. Введение в термогазодинамику реальных газов: курс лекций, прочитанный аспирантам СПГАХПТ. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 1998. 139 с.
7. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины. Санкт-Петербург: Изд-во Политехника, 2006. 941 с.
8. Щерба В. Е., Дорофеев Е. А., Павлюченко Е. А. Оценка влияния нестационарности течения вязкой жидкости в цикле поршневой гибридной энергетической машины на величину массового расхода жидкости в щелевом уплотнении // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2021. № 10. С. 18–23.
9. Zheng S., Wei M., Song P. [et al.]. Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of trans-critical CO₂ in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 175. P. 115368. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115368.
10. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂ // Science China Technological Sciences. 2021. Vol. 64, № 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3.
11. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.
12. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.002.
13. Suamir I. N. Study on the Performance of Scroll Compressor Applied for Medium Temperature Refrigeration System // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. 2021. Vol. 83, no. 2. P. 98–113. DOI: 10.37934/arfmts.83.2.98113.
14. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, № 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6.
15. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, № 4. P. 759–770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862.
16. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (дата обращения: 14.01.2023).
17. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Киев-Москва: Машгиз, 1950. 480 с.
18. Мамонтов М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы. Москва: Оборонгиз, 1961. 480 с.
19. Тарасов А. М., Егоров В. Г. Методика и расчет рабочего процесса винтовых компрессоров // Энергомашиностроение. 1970. № 6. С. 43–45.
20. Li G., Kim G. Performance Simulation of Scroll Compressors // International Conference on Compressors and Their Systems: 7th International Conference. 2001. P. 123–132.
21. Chen Y., Halm N., Groll E. [et al.]. Comprehensive Model of Scroll Compressor Part I: Compression Process Modeling // Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2000. P. 715–724. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/4957156.pdf>. (дата обращения: 15.03.2023).
22. Chen Y., Halm N., Groll E. [et al.]. Comprehensive Model of Scroll Compressor Part II: Overall Scroll Compressor Modeling // Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2000. P. 725–734. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2455&context=icec> (дата обращения: 15.03.2023).
23. Wang B., Li X., Shi W. A General Geometrical Model of Scroll Compressors Based on Discretional Initial Angles of Involute // International Journal of Refrigeration. 2005. Vol. 28, no. 6. P. 958–966. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.015.
24. Qiang J., Peng B., Liu Z. Dynamic Model for the Orbiting Scroll Based on the Pressures in Scroll Chambers – Part I: Analytical Modeling // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36, № 7. P. 1830–1849. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.004.
25. Qiang J., Peng B., Liu Z. Dynamic Model for the Orbiting Scroll Based on the Pressures in Scroll Chambers – Part II: Investigations on Scroll Compressors and Model Validation // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36, № 7. P. 1850–1865. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.013.
26. Winandy E., Lebrun J. Experimental Analysis and Simplified Modeling of a Hermetic Scroll Refrigeration Compressor // Applied Thermal Engineering. 2002. Vol. 22, № 2. P. 107–120. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00083-7.
27. Peng B., Honsheng Z., Li Z. [et al.]. Stress and Deformation Analyses of Twin-Spirals Scroll Plates Based on CAE // International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14–17. 2008. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2923&context=icec> (дата обращения: 15.03.2023).
28. Ullah H., Peng B., Bocko J. [et al.]. Stress and Deformation Analysis of Oil-Free Air Scroll Compressor // Journal of Physics: Conference Series. 2021. № 1877. P. 012004. DOI: 10.1088/1742-6596/1877/1/012004.
29. Гиршфельдер Д. Ж. Молекулярная теория газов и жидкостей. Москва: Изд-во иностр. лит., 1961. 929 с.
30. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: Основы теории, расчет, конструкция. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1970. 400 с.
31. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhigovskaia D. V. [et al.]. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. P. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060.
32. Пронин В. А., Верболоз А. Л. Оценка влияния подвижности стенок щелей на протечки компримируемой среды в винтовом однороторном компрессоре (ВКО) // Вестник Международной академии холода. 2012. Т. 42, № 1. С. 31–33. EDN: OWQHTL.
33. Emerson boost for CO₂ scroll technology. URL: <https://www.coolingpost.com/products/emerson-boost-for-co2-scroll-technology/> (дата обращения: 15.09.2022).
34. Emerson Aims to Increase R744 Adoption in Small Stores by Simplifying Systems. URL: <https://r744.com/emerson-aims-to-increase-r744-adoption-in-small-stores-by-simplifying-systems-dynamic-vapor-injection/> (дата обращения: 15.09.2022).

ПРОНИН Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.
SPIN-код: 3737-3495
AuthorID (РИНЦ): 706161
AuthorID (SCOPUS): 57188556577
ResearcherID: F-4743-2019
Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru
КОВАНОВ Александр Викторович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.
ORCID: 0000-0003-2821-795X
Адрес для переписки: avkovanov@itmo.ru



ЦВЕТКОВ Вадим Александрович, аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: wadimsvetkov@mail.ru

МИХАЙЛОВА Екатерина Николаевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mikhaylova_en@mail.ru

БЕЛОВ Павел Андреевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mr.beloff99@gmail.com

Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А., Михайлова Е. Н., Белов П. А. Оценка степени влияния фактора подвижности стенок щели при расчёте величины протечек в рабочей части спирального компрессора. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 4. С. 15–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-15-24.

Статья поступила в редакцию 06.10.2023 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков,
Е. Н. Михайлова, П. А. Белов

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF GAP WALL MOBILITY FACTOR AT CALCULATION OF LEAKAGE IN WORKING SECTION OF A SCROLL COMPRESSOR. PART 2

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov, E. N. Mikhailova, P. A. Belov

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Lomonosova str., 9, 191002

Leakage of the working substance in the compressor's flow gaps accounts for a large share of its volumetric losses. The optimality of calculated and approximated characteristics depends on the accuracy of quantitative component determination. Accordingly, an adequate and qualitative mathematical model should include the factor of non-stationarity of the leakage process, taking into account the mobility of scroll elements. At the same time, the real properties of the working medium, characterized by the compressibility coefficient, play an important role in the nature of leakage. Thus, in this article the task of creating a mathematical model adequate to the actual process of compression and allowing to estimate the degree of influence of the slit walls mobility on the leakage through them is set. The result of numerical calculations has a smaller error in relation to experimental data, and it also showed a significant influence on the leakage rate of both the pressure difference at the edges of the slot and the viscosity properties of the vapour-oil mixture, a significant percentage of which is oil.

Keywords: scroll compressor, unsteady flow in slots, working gap, mobility of slot walls, leakage calculation methodology.

References

1. Plaza E. L. Dynamic Analysis of a scroll compressor. Master of Science Thesis MMK 2007:33 MPK 593 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44. Stockholm, Sweden, 2007. 80 p. (In Engl.).
2. Bezhanishvili E. M., Bykov A. V., Gurevich E. S. [et al.]. Kholodil'nyye kompressory [Refrigeration compressors: handbook]. Moscow, 1981. 279 p. (In Russ.).
3. Krestin E. A. K voprosu o teoreticheskom issledovanii gidrodinamicheskikh kharakteristik techeniya vyazkoy neszhimayemoy zhidkosti v zazorakh peremennoy vysoty [On the theoretical study of the hydrodynamic characteristics of viscous incompressible fluid flow in gaps of variable height] // Gradostroitel'stvo i Arkhitektura. *Urban Construction and Architecture*. 2018. Vol. 8, no. 1. P. 130–134. EDN: XUATVR. (In Russ.).
4. Gurchenkov A. A. Neustanovivshiesya dvizheniya vyazkoy zhidkosti mezhdu vrashchayushchimisya paralel'nymi stenkami pri nalichii poperechnogo potoka [Unsteady motion of a viscous liquid between rotating parallel walls in the presence of a crossflow] // Prikladnaya Mekhanika i Teoreticheskaya Fizika. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2001. Vol. 42, no. 4. P. 48–51. EDN: ONVVMX. (In Russ.).
5. Loytsyanskiy L. G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid and Gas Mechanics]. Moscow, 1987. 840 p. (In Russ.).
6. Den G. N. Vvedeniye v termogazodinamiku real'nykh gazov: kurs lektsiy pročitannyi aspirantam SPGAKHPT [Introduction to Thermogasdynamics of Real Gases. Course of lectures delivered to postgraduate students of SPSURFPT]. Saint Petersburg, 1998. 139 p. (In Russ.).
7. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny. [Refrigeration machines]. Saint Petersburg, 2006. 941 p. (In Russ.).
8. Shcherba V. E., Dorofeyev E. A., Pavlyuchenko E. A. Otsenka vliyaniya nestatsionarnosti techeniya vyazkoy zhidkosti v tsikle porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny na velichinu massovogo raskhoda zhidkosti v shchelevom uplotnenii [Evaluation of the influence of the viscous fluid flow unsteadiness in the cycle of a reciprocating hybrid power machine on the fluid flow rate in the slot seal] // Khimicheskoye i Neftegazovoye Mashinostroyeniye. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. No. 10. P. 18–23. (In Russ.).
9. Zheng S., Wei M., Song P. [et al.]. Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of trans-critical CO₂ in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 175. P. 115368. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115368. (In Engl.).
10. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂ // Science China Technological Sciences. 2021. Vol. 64, no. 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3. (In Engl.).
11. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197. (In Engl.).
12. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.002. (In Engl.).
13. Suamir I. N. Study on the Performance of Scroll Compressor Applied for Medium Temperature Refrigeration System // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. 2021. Vol. 83, no. 2. P. 98–113. DOI: 10.37934/arfmts.83.2.98113. (In Engl.).
14. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6. (In Engl.).
15. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander //

HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, no. 4. P. 759–770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862. (In Engl.).

16. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (accessed: 14.01.2023). (In Engl.).

17. Glagolev N. M. Rabochiye protsessy dvigateley vnutrennego sgoraniya. [Operating processes of internal combustion engines]. Kiev-Moscow, 1950. 480 p. (In Russ.).

18. Mamontov M. A. Voprosy termodinamiki tela peremennoy massy [Questions of thermodynamics of a body of variable mass]. Moscow, 1961. 480 p. (In Russ.).

19. Tarasov A. M., Egorov V. G. Metodika i raschet rabocheho protsessa vintovykh kompressorov [Methodology and calculation of the working process of screw compressors] // Energomashinostroyeniye. *Power Engineering*. 1970. No. 6. P. 43–45. (In Russ.).

20. Li G., Kim G. Performance Simulation of Scroll Compressors // International Conference on Compressors and Their Systems: 7th International Conference. 2001. P. 123–132. (In Engl.).

21. Chen Y., Halm N., Groll E. [et al.]. Comprehensive Model of Scroll Compressor Part I: Compression Process Modeling // Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2000. P. 715–724. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/4957156.pdf>. (accessed: 15.03.2023). (In Engl.).

22. Chen Y., Halm N., Groll E. [et al.]. Comprehensive Model of Scroll Compressor Part II: Overall Scroll Compressor Modeling // Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2000. P. 725–734. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2455&context=icec> (accessed: 15.03.2023). (In Engl.).

23. Wang B., Li X., Shi W. A General Geometrical Model of Scroll Compressors Based on Discretional Initial Angles of Involute // International Journal of Refrigeration. 2005. Vol. 28, no. 6. P. 958–966. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.015. (In Engl.).

24. Qiang J., Peng B., Liu Z. Dynamic Model for the Orbiting Scroll Based on the Pressures in Scroll Chambers – Part I: Analytical Modeling // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36, no. 7. P. 1830–1849. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.004. (In Engl.).

25. Qiang J., Peng B., Liu Z. Dynamic Model for the Orbiting Scroll Based on the Pressures in Scroll Chambers – Part II: Investigations on Scroll Compressors and Model Validation // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36, no. 7. P. 1850–1865. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.013. (In Engl.).

26. Winandy E., Lebrun J. Experimental Analysis and Simplified Modeling of a Hermetic Scroll Refrigeration Compressor // Applied Thermal Engineering. 2002. Vol. 22, no. 2. P. 107–120. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00083-7. (In Engl.).

27. Peng B., Honsheng Z., Li Z. [et al.]. Stress and Deformation Analyses of Twin-Spirals Scroll Plates Based on CAE // International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14–17. 2008. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2923&context=icec> (accessed: 15.03.2023). (In Engl.).

28. Ullah H., Peng B., Bocko J. [et al.]. Stress and Deformation Analysis of Oil-Free Air Scroll Compressor // Journal of Physics: Conference Series. 2021. No. 1877. P. 012004. DOI: 10.1088/1742-6596/1877/1/012004. (In Engl.).

29. Girshfel'der D. Zh. Molekulyarnaya teoriya gazov i zhidkostey [Molecular theory of gases and liquids]. Moscow, 1961. 929 p. (In Russ.).

30. Sakun I. A. Vintovyye kompressory: Osnovy teorii, raschet, konstruktsiya [Screw compressors: Fundamentals of theory, calculation, design]. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).

31. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhigovskaia D. V. [et al.]. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. P. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060. (In Engl.).

32. Pronin V. A., Verboloz A. L. Otsenka vliyaniya podvizhnosti stenok shcheley na protechki komprimiruyemoy sredy v vintovom odnorotornom kompressore (VKO) [Assessment of the effect of crevice wall mobility on compressed fluid leakage in a single-rotor screw compressor (SSC)] // Vestnik Mezhdunarodnoy Akademii Kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2012. Vol. 42, no. 1. P. 31–33. (In Russ.).

33. Emerson boost for CO₂ scroll technology. URL: <https://www.coolingpost.com/products/emerson-boost-for-co2-scroll-technology/> (accessed: 15.09.2022). (In Engl.).

34. Emerson Aims to Increase R744 Adoption in Small Stores by Simplifying Systems. URL: <https://r744.com/emerson-aims-to-increase-r744-adoption-in-small-stores-by-simplifying-systems-dynamic-vapor-injection/> (accessed: 15.09.2022). (In Engl.).

PRONIN Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

KOVANOV Alexander Victorovich, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

TSVETKOV Vadim Aleksandrovich, Graduate Student, Assistant of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

MIKHAILOVA Ekaterina Nikolaevna, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mikhaylova_en@mail.ru

BELOV Pavel Andreevich, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg

Correspondence address: mr.beloff99@gmail.com

For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Mikhailova E. N., Belov P. A. Assessment of the influence of gap wall mobility factor at calculation of leakage in working section of a scroll compressor. Part 2 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 4. P. 15–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-15-24.

Received October 6, 2023.

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov,

E. N. Mikhailova, P. A. Belov