

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КИНЕМАТИКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ОБЪЕМНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В.А. Пронин¹, А.В. Кованов¹, В.А. Цветков¹, Р.В. Кононенко², М.А. Попов³

¹ Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: avkovanov@itmo.ru

² Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия

Аннотация: Рассмотрен вопрос совершенствования спиральных компрессоров и возможности их использования в горнодобывающей отрасли для систем пневмо- и климатехники. Компрессор спирального типа хорошо зарекомендовал себя в области низких и средних давлений, при этом его конструкция позволяет получить более высокую степень повышения давления и расширить сферу его применения. Однако с ростом давления увеличиваются и протечки в рабочей части компрессора, которые являются доминирующим видом потерь для данного типа машин. Целью работы является уточнение количественной составляющей протечек при изменении производительности компрессора, связанной с кинематикой рабочих органов. Решение основано на создании адаптированной математической модели течения среды через зазоры в проточной части компрессора, которая учитывает подвижность стенки щели. Построенная на ее основе методика расчета объемных потерь позволяет получить данные с погрешностью 4,8% от данных, заявленных производителем в то время, как классический метод дает погрешность порядка 7%. Дана оценка степени влияния подвижности стенки щели между спиральями на объемные потери компрессора. Показана перспектива использования компрессора применительно к области пневмо- и климатехники и при проведении иных горнодобывающих работ.

Ключевые слова: спиральный компрессор, протечки рабочей среды, подвижность стенок щели, кинематика рабочих органов, пневмотехника, модель нестационарного расхода среды, расчет коэффициента подачи.

Для цитирования: Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А., Кононенко Р. В., Попов М. А. Анализ влияния кинематики рабочих органов спирального компрессора на его объемные характеристики // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 130–143. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_130.

Analysing the influence of the scroll compressor working element kinematics on its volumetric characteristics

V.A. Pronin¹, A.V. Kovanov¹, V.A. Tsvetkov¹, R.V. Kononenko², M.A. Popov²

¹ ITMO University, Saint-Petersburg, Russia, , e-mail: avkovanov@itmo.ru

² Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia,

Abstract: This paper is devoted to the improvement of scroll compressors and the possibility of their use in mining, pneumatic and climate control applications. The scroll compressor has proven itself in low and medium pressure applications, with its design allowing for a higher

degree of pressure increase and a wider range of applications. However, as the pressure increases, the leakage in the working part of the compressor increases, which is the dominant type of losses in this type of machine. The aim of the work is to clarify the quantitative component of leakages at change of the compressor capacity related to the kinematics of the working parts. The solution is based on the creation of an adapted mathematical model of medium flow through gaps in the flow part of the compressor, which takes into account the mobility of the slot wall. The method of calculation of volumetric losses, built on its basis, allows to obtain data with an error of 4.8% from the data stated by the manufacturer, while the classical method gives an error of about 7%. The degree of influence of the slit wall mobility between the scrolls on the compressor volume losses is estimated. The prospect of using the compressor in the field of pneumatic and climatic engineering and other mining operations is shown.

Key words: scroll compressor, mine methane, working medium leakage, slit wall mobility, kinematics of working bodies, mining equipment, pneumatics, model of unsteady flow of the medium, calculation of the supply coefficient.

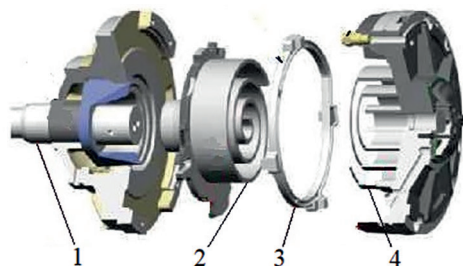
For citation: Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Kononenko R. V., Popov M. A. Analysing the influence of the scroll compressor working element kinematics on its volumetric characteristics. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2023;(11-1):130-143. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_130.

Введение

Сложные условия работы под землей требуют соответствующих технических мероприятий, обеспечивающих безопасность [1, 2]. Такими мероприятиями являются использование пневмоинструмента (для замены электроинструмента), создание условий микроклимата в разветвленных и протяженных тоннелях, откачка горючих газов, таких как образующийся в шахтах метан [3]. Основным элементом таких систем, типы и номенклатура которых должны закрывать всю потребность в общем и локальном применении, является компрессор.

Одно из важных условий использования компрессора в пневмосети — это возможность плавного регулирования его производительности. Такая необходимость возникает для того, чтобы сглаживать пульсации давления в пневмосети при горных разработках и оптимально изменять режимы работы кондиционеров.

Производительность горнодобывающих компаний зависит от высококачественного оборудования, к которому относится спиральный компрессор (СПК), отличающийся долговечностью и надежностью работы.



- 1 – эксцентриковый вал
- 2 – подвижная спираль (ПСП)
- 3 – противоповоротное устройство
- 4 – неподвижная спираль (НСП)

Рис. 1. Спиральный блок компрессора

Fig. 1. Compressor scroll block

На рис. 1 показана конструкция рабочего органа СПК.

В данном типе машины используется минимум деталей. Конструкция спирального компрессора относительно проста, а уравновешенность и сбалансированность в подвижной части гарантируют отсутствие вибрации и определяют важный аспект надежности технологии [4]. Конструктивно спиральную машину можно выполнить герметичной или бессальниковой, во взрывозащищенном исполнении, что требует норма безопасности перекачки образуемого шахтного метана [5]. Регулирование производительности реализуется за счет изменения орбитальной скорости подвижной спирали (ПСП) [6–8]. СПК имеет меньшую стоимость в сравнении с винтовыми компрессорами. Кроме того, СПК может обеспечивать круглосуточный режим работы. Производительность СПК вполне подходит для создания локальных подземных систем. Такие системы способствуют сокращению протяженности трубопроводов, на которых происходят основные потери давления до 70%. В то же время, только системы сжатого воздуха потребляют около 20% электроэнергии, в этом ключе вопрос совершенствования компрессорной технологии весьма актуален [9–11].

Диапазон давлений для спиральной технологии 0,3–10,0 МПа, его можно увеличить за счет повышения угла закрутки спирали и количества промежуточных ячеек сжатия [12, 13]. Однако с ростом промежуточных ячеек растут и пути протечек компримируемой среды, при этом влияние роли перепада давления на них может снижаться, а роль кинематики движения спирали возрастать. Выяснить это можно методом цифрового моделирования. Цифровые способы, такие, как computational fluid dynamics (CFD), позволяют получить трехмерные модели: кинематики потока, действия га-

зовых сил и т.п. [14–16]. В основе CFD лежит математическая модель, которая остается основным инструментом исследования и требует полной адекватности процессам.

Так, например, вывод авторов работ [17, 18] о связи неравномерности распределения температуры и скорости потока в рабочих ячейках СПК с массообменом между соседними ячейками может быть подкреплен адекватной методикой расчета протечек, дополняющей модель термодинамической системы переменной массы. Вопрос протечек является центральным в исследовании СПК, влияющим практически на все аспекты конструирования машины [19–21]. В работах [14–19] используется классический метод расчета протечек, основанный на допущении о стационарности процесса течения в щелях между рабочими органами. Характерными являются работы [17–19], где исследуется влияние геометрии щели и термодинамических параметров различных рабочих сред на расход через щель с помощью CFD. В [18] отмечено, что трение играло более важную роль для протечек при уменьшении давления и высоты щели, приведены различия с «классическим» графиком расхода. В дальнейшем данный фактор рассматривается как возможный метод регулирования расхода протечек в спиральных компрессорах. В работах [20, 21] проведена оценка возможности применения различных методик для расчета проводимости щелевых каналов в вязкостном (ламинарном) режиме течения в условиях вакуума. Выяснено, что традиционные методы дают занижение от 10% до 3 раз по сравнению с экспериментальными данными, причем погрешность растет с уменьшением длины канала.

В работе [22] и иных работах автора метод расчета протечек, разработанный для винтовых компрессоров, учитывает

подвижность стенок щелей и реальные свойства рабочей среды. Показана хорошая сходимость данных с экспериментальными, полученными в широком диапазоне температур и давлений для различных сжимаемых сред.

Обзор работ относительно спиральных машин показал большой интерес к тангенциальным протечкам [23, 24], тогда как в работах [25, 26] отмечена доминирующая роль именно радиальных протечек, их косвенное влияние на тангенциальные протечки, которые только дополняют общую картину. В большинстве рассмотренных работ протечки, которые ощутимо зависят от частоты вращения вала, выступающей как способ регулирования производительности в пневматических и климатических системах, указаны основным фактором объемных потерь в СПК.

Учитывая вышеизложенное, цель настоящей работы может быть сформулирована как уточнение количественной составляющей протечек на примере радиального зазора в СПК с учетом фак-

тора подвижности стенки щели. Полученные данные дадут возможность оптимального подбора или проектирования компрессора для заданных условий работы.

Объект исследования

Условные линии контакта между спиральными образуют радиальные (между пером одной спирали и платформой другой спирали) и тангенциальные (между внутренней поверхностью ребра одной спирали и внешней поверхностью ребра другой спирали) зазоры, по которым происходят протечки рабочего тела (см. рис. 2). На этом же рисунке представлены диаграммы расхода среды при изменении величин зазоров в зависимости от объема сжимаемой среды V (м^3) и отношение конечного давления p к давлению всасывания p_0 , при этом давление нагнетания будет соответствовать P_d .

Сравнение представленных диаграмм подтверждает определяющую роль радиальных протечек (рис. 2), характер и количественная составляющая кото-

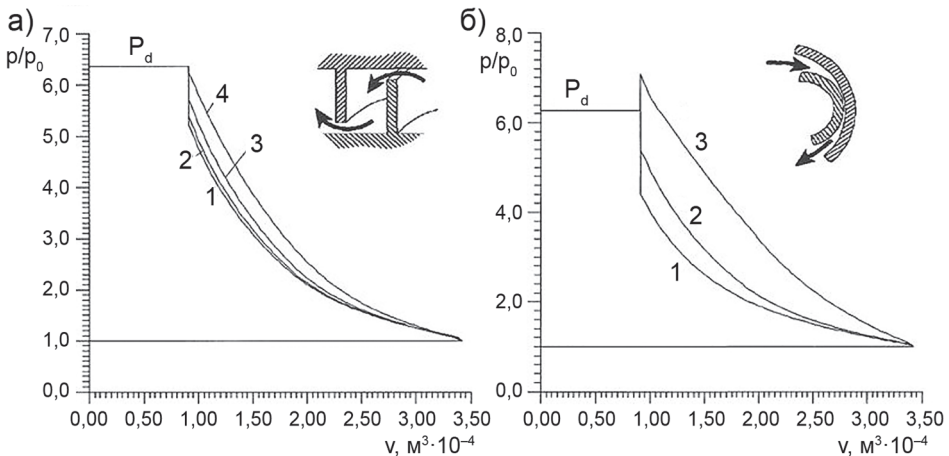


Рис. 2. Зависимость объема протечек от величины отношения давлений в ячейках сжатия: радиальный зазор составляет 0,05 мм, тангенциальный зазор составляет для кривых 1 – 0,01 мм, 2 – 0,05 мм, 3 – 0,1 мм, 4 – 0,2 мм (а); тангенциальный зазор составляет 0,05 мм, радиальный зазор составляет для кривых 1 – 0,01 мм, 2 – 0,05 мм, 3 – 0,1 мм, 4 – 0,2 мм (б)

Fig. 2. Dependence of leakage volume on the value of the pressure ratio in compression cells: radial clearance is 0.05 mm, tangential clearance is for curves 1 – 0.01 mm, 2 – 0.05 mm, 3 – 0.1 mm, 4 – 0.2 mm (a); tangential clearance is 0.05 mm, radial clearance for curves 1 – 0.01 mm, 2 – 0.05 mm, 3 – 0.1 mm, 4 – 0.2 mm (b)

рых будет меняться вместе с изменением параметров работы компрессора. Определяющими внешними факторами будут: степень повышения давления, зависящая от характеристик газа, например, принятая по годам добычи (в случае откачки шахтного метана), объем газа, конечные давление и температура. Для пневмосистем возникает необходимость регулирования давления в сети, определяемая критичностью его снижения, что сильно уменьшает отдаваемую инструментом мощность. Также постоянно изменяется нагрузка на климатические системы, что требует регулирования производительности компрессора [27].

В дальнейшем исследовании в качестве профиля спирали принята обычная эвольвента [28], которая описывается простым уравнением и часто используется на практике:

$$\begin{cases} \rho = r_0 \sqrt{1 + \varphi^2} \\ \psi = \varphi - \alpha \end{cases}, \quad (1)$$

где ρ — полярный радиус (радиус-вектор, измеряемый в каких-либо линейных единицах); ψ — угол закрутки спирали (обычно измеряемый в радианах); r_0 —

некий числовой коэффициент, который можно интерпретировать как шаг спирали, а иногда при определенном способе построения спирали — как радиус так называемой основной или начальной окружности, также имеющий линейную размерность; φ — полярный угол, отсчитываемый от полярной оси против часовой стрелки в положительном направлении; α — профильный угол эвольвенты.

Шаг окружной орбиты t для ПСП связан с эксцентриситетом ε и толщиной ребра l спирали по нормали:

$$t = 2(\varepsilon + l); \quad r_0 = \pi^{-1}(\varepsilon + l). \quad (2)$$

Специфика горнотехнических факторов требует отсутствия в составе оборудования алюминиевых деталей или их сплавов. Что делает актуальным выбор параметров ε и r_0 , которые влияют на размеры спирали и толщину ее стенки с учетом применяемых материалов.

Малость эксцентриситета по сравнению с радиус-вектором позволяет ввести допущение о движении выбранного сегмента спирали по окружности в рассматриваемый момент времени, определяемый орбитальным углом поворота спирали θ . Такое упрощение не исказит

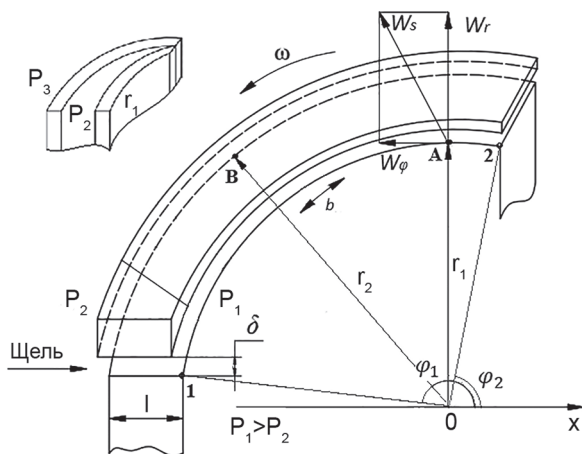


Рис. 3. Радиальная щель в полярной системе координат

Fig. 3. Radial slit in the polar coordinate system

решение нашей задачи, а центр системы координат в этом случае совпадет с осью вращения вала компрессора. Система вращается с постоянной угловой скоростью ω вала компрессора, что схематично можно представить в полярной системе координат, как это показано на рис. 3. Скорость потока W_s в точке A будет считаться как векторная сумма радиальной W_r и окружной W_ϕ составляющих скорости. Давления P_1 и P_2 , соответствующие разным ячейкам, разделенные пером спирали, будут соответственно отличаться.

Определение величины протечек потребует знания законов изменения во времени геометрических параметров ячеек сжатия и щелей [29, 30], классификация последних ранее приводилась нами в работе [31].

Отметим, что любая щель характеризуется: ее высотой δ , которая по сравнению с ее глубиной l будет величиной малой, а также шириной b . Ширина щели b будет равна длине дуги спирали, заключенной между условными точками 1 и 2 касания ПСП и НСП, определяемыми полярными углами φ_1 и φ_2 (рис. 3).

$$b = r_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi d\varphi = 0,5r_0(\varphi_2^2 - \varphi_1^2). \quad (3)$$

Очевидно, что при движении ПСП, когда одна поверхность движется в своей плоскости с некоторой скоростью U относительно другой, изменяются параметры щелей и векторы скоростей взаимного движения поверхностей их образующих. Таким образом, движение рабочей среды через подобные зазоры следует считать нестационарным. Вследствие действия фрикционных сил скорость протекаемой среды на поверхности будет равна скорости самой поверхности, и ее движение будет осуществляться в сторону движения самой поверхности [25, 31].

Модель течения среды в зазорах рабочих органов СПК

Дальнейшее решение требует принятия некоторых допущений о характере движения и свойствах рабочей среды. При работе в шахтах и карьерах чаще всего используется маслозаполненный тип компрессора. Под рабочей средой следует понимать газомасляную смесь, движение которой в зазоре будет слоистым, т.е. ламинарным. Из рис. 3 видно, что характерная для зазора высота δ мала по сравнению с его глубиной l . Также считаем малым комплекс $(\delta_i / l) \cdot Re$, где Re — характерное число Рейнольдса. Время контакта среды с ограничивающими его твердыми поверхностями зазора мало, это позволяет предположить, что процесс протекает без теплообмена.

К основным уравнениям, описывающим движение сжимаемой среды в плоской щели, отнесем уравнение неразрывности, два уравнения движения и уравнение сохранения энергии, записанные для двухмерного потока.

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{r \partial \varphi}(\rho W_\varphi) + \frac{\rho W_r}{r} = 0, \quad (4)$$

где ρ — плотность; t — время; W_r , W_φ — радиальная и окружная составляющие скорости потока по отношению к выбранной спирали, показанные на рис. 3.

Дифференциальные уравнения ламинарного движения в рассматриваемой системе координат будут содержать объемные силы инерции, в соответствии с [25] для двухмерного потока можно представить их следующим образом:

$$\frac{dW_r}{dt} - \frac{W_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + \omega^2 r + 2\omega W_\varphi + \phi_r, \quad (5)$$

$$\frac{dW_\varphi}{dt} - \frac{W_r W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{r \partial \varphi} - \omega^2 r - 2\omega W_r + \phi_\varphi, \quad (6)$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_r = \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\varphi\varphi}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\mu \cdot \text{div} \vec{W}) \right], \\ \phi_\varphi = \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + 2 \frac{\tau_{r\varphi}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{r \cdot \partial \varphi} (\mu \cdot \text{div} \vec{W}) \right] \end{array} \right., \quad (7)$$

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

$$\text{div} \vec{W} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r W_r) + \frac{\partial}{r \partial \varphi} W_\varphi.$$

Причем в случае ламинарного движения касательные напряжения выражаются через динамическую вязкость μ и компоненты тензора скорости деформации простыми зависимостями:

$$\tau_{rr} = 2\mu \dot{S}_{rr}; \tau_{r\varphi} = 2\mu \dot{S}_{r\varphi}; \tau_{\varphi\varphi} = 2\mu \dot{S}_{\varphi\varphi}. \quad (8)$$

Уравнение энергетического баланса может быть записано в форме:

$$\rho \frac{di}{dt} = \frac{dP}{dt} + N_{\text{дис}} + \text{div} (\lambda' \cdot \text{grad} T), \quad (9)$$

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

$$N_{\text{дис}} = 4\mu \cdot \dot{S}_{r\varphi}^2 + \frac{2}{3} \mu \left[(\dot{S}_{rr} - \dot{S}_{\varphi\varphi})^2 + \dot{S}_{\varphi\varphi}^2 - \dot{S}_{rr}^2 \right]. \quad (10)$$

К системе дифференциальных уравнений гидрогазодинамики необходимо присоединить термическое и калорическое уравнения состояния сплошной среды, зависимости, характеризующие ее вязкость и теплопроводность, а также граничные и начальные условия.

Принимая, что при движении рабочей среды во время компримирования масляная, более вязкая фракция, «запирает» щель, заполняя практически весь ее объем, то задачу можно решать в два этапа. На первом этапе получим базовые расчетные зависимости для жидкой (несжимаемой) фазы, т.е. масла. Полагая процесс адиабатическим с ламинарным течением масла, будем считать, что динамическая вязкость μ в щели при любом орбитальном положении подвижной спирали зависит от температуры в полости сжатия.

Сложные дифференциальные уравнения упрощены за счет оценки порядка всех их членов в случае течения в узких зазорах, которые имеют место в зацеплении рабочих органов СПК. Ввод новых переменных и безразмерных величин позволил соотнести критическое и докритическое течения среды, характеризующиеся числом Маха. Также было допущено, что величина зазора $\delta \ll r$, где r — радиус-вектор, а в случае заполнения его несжимаемой жидкостью (маслом) уравнения упрощаются.

Ламинарное движение масла в радиальном зазоре после соответствующих преобразований будет определяться системой упрощенных уравнений гидродинамики:

$$\frac{\partial W_r}{\partial x} + \frac{\partial W_\varphi}{r \partial \varphi} = 0, \quad (11)$$

$$\frac{\partial P}{r \partial \varphi} = \mu \frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial x^2}, \quad (12)$$

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

При выводе упрощенного уравнения энергетического баланса для оценки членов аналогично был совершен переход к безразмерным величинам, после решения уравнений и возвращения к размерной форме величин получено уравнение:

$$\frac{\partial(\rho W_r i^*)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W_\varphi i^*)}{r \partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(W_\varphi \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} \right) + \lambda' \frac{\partial T}{\partial x} \right], \quad (13)$$

причем $i^* = i + 0,5W_\varphi^2$.

В случае течения несжимаемой жидкости ее плотность не меняется $\rho = \rho_0$, кроме того, при небольших скоростях потока жидкости $i^* \approx cT$, где c — теплоемкость.

Для определения протечек жидкой фазы через радиальную щель проинтегрируем уравнение (11) сначала по x , в пределах от 0 до h , а затем по φ , в пределах от φ_1 до φ_2 . Тогда объемный расход масла через щель при данном положении спирали, определяемом орбитальным углом θ , составит:

$$q = r \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\int_0^h W_x dx \right) d\varphi. \quad (14)$$

Далее следует связать эту величину с градиентом давления $\partial P / \partial x$, при этом перепад давления ΔP между ячейками сжатия зависит от угла θ . Полный объем

полости сжатия V может быть рассчитан как:

$$\bar{V}(\theta) = \frac{h}{2} \int_{\theta-2\pi}^{\theta} (r_1(\varphi)^2 - r_2(\varphi - \pi, \theta)^2) d\varphi, \quad (15)$$

где r_1 — радиус-вектор, проведенный из центра ПСП к образующей внутренней поверхности; r_2 — радиус-вектор, проведенный из центра ПСП к образующей внешней поверхности (рис. 3).

Параметр орбитального угла θ будет уменьшаться от некоторого постоянного значения, соответствующего углу закрутки спиралей.

Для нахождения зависимости давления и температуры в полости от угла поворота вала можно использовать уравнение Пуассона, добавив условия поворота вала при заполнении полости рабочим веществом.

$$P_s(\theta) = P_0 \left(\frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^k, \quad T_s(\theta) = T_0 \left(\frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^{k-1} \quad (16)$$

Здесь V — объем рабочей полости при некотором текущем значении орбитального угла; P_s — текущее значение давления газа в рабочей полости; T_s — текущее значение температуры газа; \bar{V}_0 — объем полости при окончании цикла всасывания; P_0 — давление всасывания; T_0 — температура рабочего тела на всасывании; k — показатель адиабаты.

Зависимость динамической вязкости масла от температуры экспоненциальная, среднюю скорость масла в щели можно определить по формуле:

$$W_{xcp} = \frac{H^2}{12\mu x'} \Delta P + \frac{\omega}{2} \left[(a - r \cos \theta) - 2r \frac{\sin \Delta \varphi / 2}{\Delta \varphi} \right]. \quad (17)$$

Полная величина протечек жидкой фазы рабочего тела через радиальную

щель между спиральями за рассматриваемое время, т.е. за время поворота ПСП на угол $(\theta_2 - \theta_1)$, определяется из выражения:

$$Q = \frac{1}{\omega} \int_{\theta_1}^{\theta_2} q d\theta. \quad (18)$$

Методика расчета протечек построена на выводе упрощенных дифференциальных уравнений для течения в радиальном зазоре СПК, получены расчетные зависимости для расхода рабочего тела через щель, что соответственно позволяет определить коэффициент подачи.

Для определения расхода газомасляной смеси можно принять среду как псевдопар [13]. Тогда при орбитальном движении ПСП, характеризуемом углом поворота θ , уменьшается объем замкнутых полостей, при этом концентрация объема жидкой фазы ξ_m вырастет, а ее плотность можно будет определить выражением:

$$\rho = \rho_m \xi_m + \rho_n (1 - \xi_m), \quad (19)$$

где ρ_m — плотность масляной фракции; ρ_n — плотность фракции паров хладагента.

Алгоритм определения величины протечек и коэффициента подачи маслозаполненного СПК, строиться на базе полученной математической модели. Расчет для эвольвентной спирали учитывает дискретность точек по орбитальному углу θ поворота ПСП и угловой координате φ на кромке спирали и сводится к циклам интегрирования по θ . С помощью уравнений (15, 16) определяется объем ячейки сжатия, температура и давление в ячейке, высчитывается перепад давления ΔP между полостями рассматриваемого участка спирали, плотность среды в полости сжатия — ρ и температура смеси — T (при условиях всасывания). Определяются геометрические и кинематические характеристики щели, значения скорости потока W_0 , соответствующие одним и тем же значениям ΔP при фиксированном угле θ и различных зна-

чениях φ , после чего подсчитывается удельный расход по дуге $d\varphi$.

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:

$$\lambda_{nn} = \frac{1 - \iint q(\theta, \varphi) d\varphi d\theta}{[\rho_{ec} V(-\theta_{max})]}. \quad (20)$$

Данный алгоритм составляет основу программы расчета, с помощью которой была решена задача для локальной системы кондиционирования, используемая на отдельных участках шахт. Исходными данными являются размеры рабочего органа компрессора Copeland ZBD 66 K5E-TFD, представляющего собой эвольвентную спираль. Использованы данные свойства хладагента R22, этот фреон описан в литературе, в том числе при использовании в системах создания микроклимата в шахтах. Для расчета принят тип масла MO/AB.

Пример реализации программы расчета протечек

В ходе численного эксперимента получены значения протечек через радиальные щели в рабочей части СПК. По результатам вычислений построена диаграмма пути, пройденного рабочим телом, и характеристика расхода в щели в зависимости от частоты вращения вала компрессора (рис. 4).

Из рис. 4, а видно, что нормальная составляющая протечек зависит от ΔP , при этом зависимость на рис. 4, б указывает на уменьшение расхода с увеличением числа оборотов, а ее нелинейность может зависеть от угла закрутки спирали. Таким образом, полученные данные подтверждают теорию зависимости количественной составляющей расхода рабочей среды через щель от подвижности ее стенки. Соответственно, можно

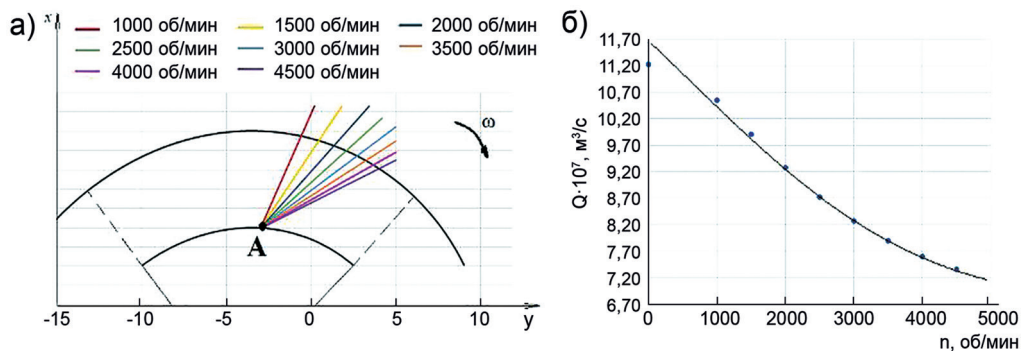


Рис. 4. Данные результаты расчета в зависимости от скорости вращения вала: путь, пройденный рабочей средой (а); объем расхода протечек (б)

Fig. 4. Data calculation results as a function of shaft speed: path travelled by the medium (a); leakage flow volume (b)

утверждать о рациональности применения данной методики расчета, при этом определять фактор подвижности стенок щели будут внешние условия и режим работы компрессора.

Коэффициент подачи маслозаполненного спирального компрессора (рис. 5) рассчитан через частные сомножители [6]. Результаты, полученные с помощью классической и предложенной методик, сопоставлены с данными производителя.

Сравнительный анализ показал отклонение коэффициента подачи около 4,8% от расчетных данных, выполненных по предложенной методике, тогда как классический метод — порядка 7%.

Т.е. учет подвижности стенок позволяет более точно рассчитать протечки через щели в рабочей части СПК, а следовательно, и коэффициент подачи машины.

Выводы

Можно сделать общий теоретический вывод о наличии у СПК оптимальной окружной скорости ПСП, при которой суммарный вектор протечек в радиальной щели направлен таким образом, что их количественная составляющая будет минимальна. При таком подходе в процессе проектирования выбор частотного диапазона регулирования должен определяться углом закрутки спирали и

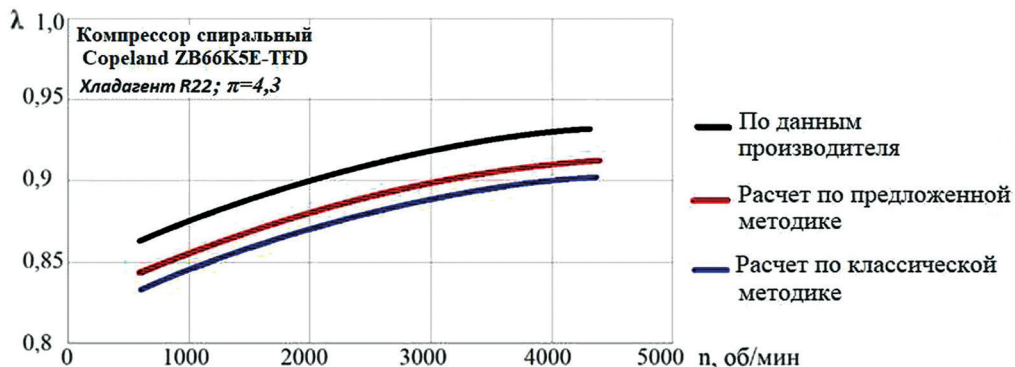


Рис. 5. Сравнительные характеристики зависимости коэффициента подачи СПК от частоты вращения вала

Fig. 5. Comparative characteristics of the dependence of SCC feed coefficient on the shaft speed

свойствами рабочей среды. В этом случае, руководствуясь нормами технологического проектирования горнодобывающих предприятий, удобно выбирать многокомпрессорную станцию, создавая оптимальный частотный диапазон регулирования лидерного компрессора.

Влияние изменения величины зазоров прямо пропорционально влиянию числа оборотов вала на коэффициент подачи СПК, однако это не является постулатом при достижении оптимальной окружной скорости, когда уменьшение относительной величины протечек при увеличении числа оборотов уже компенсирует увеличение динамических потерь давления среды на всасывании. В этом аспекте следует учитывать, что проектирование компрессорной станции, например, для перекачки шахтного метана, производится для конкретного горнодобывающего предприятия, шахты. Т.е. техническое задание как для шахт-

ного компрессора, так и для компрессора климатических систем, должно учитывать характеристики рабочей среды: объем, конечные давление и температуру. Важно выполнить гидравлический расчет сети трубопроводов, определить нагрузку на агрегат.

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. Это важный аспект для выбора оптимальной величины зазоров, который позволяет снизить температуру нагнетания среды и работу сжатия. Повышаемый при этом коэффициент полезного действия (КПД) компрессора позволяет решить важный вопрос для любого горно-добывающего предприятия — вопрос энергоэффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин В. А., Непша Ф. С., Ермаков А. Н., Кантович Л. И. Анализ режимов работы электротехнического оборудования выемочного участка современной угольной шахты // Устойчивое развитие горных территорий. — 2021. — Т. 13. — № 4. — С. 599–607. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-4-599-607.

2. Куликова Е. Ю., Баловцев С. В., Скопинцева О. В. Комплексная оценка геотехнических рисков в шахтном и подземном строительстве // Устойчивое развитие горных территорий. — 2023. — Т. 15. — № 1. — С. 7–16. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-7-16.

3. Gruting U., Schutte C., Wa van Laar Jean Investigating the link between compressed air wast-age and ventilation shortfalls in deeplevel mines // South African Journal of Industrial Engineering. 2022, vol. 33, no. 3, pp. 109–123. DOI: 10.7166/33-3-2786.

4. Efremkov E. A., Shanin S. A., Martyushev N. V. Development of an algorithm for computing the force and stress parameters of a cycloid reducer // Mathematics. 2023, vol. 11, no. 4, article 993. DOI: 10.3390/math11040993.

5. Кузнецов Ю. Н., Стадник Д. А., Стадник Н. М., Шадыжева Э. Б. Методические основы синтеза моделей развития горных работ для управления процессом воспроизводства очистного фронта угольных шахт // Устойчивое развитие горных территорий. — 2022. — Т. 14. — № 4. — С. 685–694. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-4-685-694.

Литературу с п. 6 по п. 23 и с п. 25 по п. 31 смотри в REFERENCES.

24. Райков А. А., Саликеев С. А., Бурмистров А. В., Тюрин А. В. Совершенствование методов расчета спирального вакуумного насоса на основе анализа индикаторных диаграмм рабочего процесса // Компрессорная техника и пневматика. — 2022. — № 2. — С. 36–40. **ПИАБ**

REFERENCES

1. Voronin V. A., Nepsha F. S., Ermakov A. N., Kantovich L. I. Analysis of electrical equipment operating modes of the excavation site of a modern coal mine. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2021, vol. 13, no. 4, pp. 599–607. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-4-599-607.
2. Kulikova E. Yu., Balovtsev S. V., Skopintseva O. V. Complex estimation of geotechnical risks in mine and underground construction. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2023, vol. 15, no. 1, pp. 7–16. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-7-16.
3. Gruting U., Schutte C., Wa van Laar Jean Investigating the link between compressed air wast-age and ventilation shortfalls in deeplevel mines. *South African Journal of Industrial Engineering*. 2022, vol. 33, no. 3, pp. 109–123. DOI: 10.7166/33-3-2786.
4. Efremenkov E. A., Shanin S. A., Martyushev N. V. Development of an algorithm for computing the force and stress parameters of a cycloid reducer. *Mathematics*. 2023, vol. 11, no. 4, article 993. DOI: 10.3390/math11040993.
5. Kuznetsov Yu. N., Stadnik D. A., Stadnik N. M., Shadyzheva E. B. Methodological bases for synthesis operation models for control of the reproduction process of the advancing faces of coal mines. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2022, vol. 14, no. 4, pp. 685–694. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-4-685-694.
6. Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Mikhailova E. N. A Systematic approach to improve the efficiency of a CO₂ booster refrigerating machine by optimising the performance of the scroll compressor. *Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2023, pp. 174–184. DOI: 10.1007/978-3-031-14125-6_18.
7. Swanepoel J., Vosloo J. C., van Laar J. H., Pelser W. A. Prioritisation of environmental improvement projects in deep-level mine ventilation systems. *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2023, vol. 40, no. 2, pp. 599–616. DOI: 10.1007/s42461-023-00738-w.
8. Friedenstein B. M., Cilliers C., van Rensburg J. Simulating operational improvements on mine compressed air systems. *South African Journal of Industrial Engineering*. 2018, vol 29, no. 3, pp. 69–81. DOI: 10.7166/29-3-2049.
9. Isametova M. E., Nussipali R., Martyushev N. V., Malozyomov B. V., Efremenkov E. A., Isametov A. Mathematical modeling of the reliability of polymer composite materials. *Mathematics*. 2022, vol. 10, no. 21, article 3978. DOI: 10.3390/math10213978.
10. Yelemessov K., Sabirova L. B., Martyushev N. V., Malozyomov B. V., Bakhmagambetova G. B., Atanova O. V. Modeling and Model Verification of the Stress-Strain State of Reinforced Polymer Concrete. *Materials*. 2023, vol. 16, no. 9, article 3494. DOI: 10.3390/ma16093494.
11. Jian S., Bin P., Bingguo Z. Numerical simulation and experimental research of oil-free scroll air compressor based on CFD. *Recent Patents on Mechanical Engineering*. 2022, vol. 15, no. 3, pp. 328–339. DOI: 10.2174/2212797614666210830154422.
12. Kottapalli A., Konijeti R. K. Numerical and experimental investigation of nonlubricated air scroll expander derived from a refrigerant scroll compressor. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*. 2022, vol. 19, no. 11. DOI: 10.5098/hmt.19.11.
13. Sun J., Peng B., Zhu B. Internal thermodynamic characteristics and performance test of new oil-free scroll compressor. Jilin Daxue Xuebao (Gongxueban). *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. 2023, vol. 52, pp. 2778–2787. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20210465.
14. 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. *Science China Technological Sciences*. 2021, vol. 64, no. 5, pp. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3.
15. Efremenkov E. A., Martyushev N. V., Skeebe V. Y., Grechneva M. V., Olisov A. V., Ens A. D. Research on the possibility of lowering the manufacturing accuracy of cycloid trans-

mission wheels with intermediate rolling elements and a free cage. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, no. 1, article 5. DOI: 10.3390/app12010005.

16. Kondrat'ev V. V., Govorkov A. S., Lavrent'eva M. V., Sysoev I. A., Karlina I. Description of the heat exchanger unit construction, created in IRNITU. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016, vol. 11, no. 19, pp. 9979 – 9983.

17. Nemarov A. A., Lebedev N. V., Kondrat'ev V. V., Korniyakov M. V., Karlina A. I. Theoretical and experimental research of parameters of pneumatic aerators and elementary cycle flotation. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016, vol. 11, no. 20, pp. 10222 – 10226.

18. Kondratiev V. V., Karlina A. I., Guseva E. A., Konstantinova M. V., Kleshnin A. A. Processing and application of ultra disperse wastes of silicon production in construction. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 463, no. 3, article 032068. DOI: 10.1088/1757-899X/463/3/032068.

19. Zheng S. Y., Wei M. S., Zhou Y., Hu C. X., Song P. P. Tangential leakage flow control with seal-grooves on the static scroll of a CO₂ scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*. 2022, vol. 208, article 118213. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118213.

20. Fanti G. R., Romao D. A., de Almeida R. B., de Mello P. E. B. Influence of flank clearance on the performance of a scroll expander prototype. *Energy*. 2020, vol. 193, article 116823. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116823.

21. Sun S. H., Wang X. W., Guo P. C., Wu K., Liu G. B. Numerical analysis of the transient leak-age flow in axial clearance of a scroll refrigeration compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering*. 2019, vol. 236, pp. 1989 – 1996. DOI: 10.1177/0954408919870910.

22. Zha H. B., Song Y. X., Wang J., Jiang Y., Qiu X. Q. A gas leakage model in the leakage clearance of scroll compressor. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2016, vol. 37, pp. 1438 – 1443.

23. Rak J., Pietrowicz S., Gnutek Z. 3D numerical calculations of tangent leakages in scroll compressor during unsteady process. *Progress in Computational Fluid Dynamics, An International Journal*. 2017, vol. 17, no. 6, pp. 344 – 351. DOI: 10.1504/PCFD.2017.088795.

24. Raikov A. A., Salikeev S. A., Burmistrov A. V., Tyurin A. V. Improvement of methods of calculation of a spiral vacuum pump on the basis of analysis of indicator diagrams of the working process. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2022, no. 2, pp. 36 – 40. [In Russ].

25. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhignovskaia D. V., Minikaev A. F., Yezhezep D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor. *AIP Conference Proceedings*. 2019, vol. 2141, article 030010. DOI: 10.1063/1.5122060.

26. Sun J., Peng B., Zhu B., Li Y. Analysis of tangential leakage flow characteristics of oil-free scroll expander for a micro-scale compressed air energy storage system. *Entropy*. 2023, vol. 25, article 339. DOI: 10.3390/e25020339.

27. 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, pp. 531 – 537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6.

28. 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, article 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.

29. 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*. 2020, vol. 110, pp. 239 – 247. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.002.

30. Peng B., Vincent L., Arnaud L., Zhang H. S., Gong H. F. Variable thickness scroll compressor performance analysis – Part I: Geometric and thermodynamic modeling. *Proceedings of*

the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering. 2016, vol. 231, no. 4, pp. 633 – 640. DOI: 10.1177/0954408916640418.

31. Kovanov A. V., Zhignovskaia D. V., Pronin V. A., Tsvetkov V. A. The aperture's classification of working organs of scroll compressor, the estimation of their influence on supply coefficient. *AIP Conference Proceedings*. 2021, vol. 2412, article 030046. DOI: 10.1063/5.0075151.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Пронин Владимир Александрович*¹ – д-р техн. наук, профессор, e-mail: vapronin@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0002-9278-5903,

*Кованов Александр Викторович*¹ – аспирант, e-mail: avkovanov@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0003-2821-795X,

*Цветков Вадим Александрович*¹ – аспирант, ассистент, e-mail: vatsvetkov@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0003-4357-0022,

*Конonenko Роман Владимирович*² – канд. техн. наук, доцент, e-mail: iistu_politeh@mail.ru,

*Попов Максим Алексеевич*² – инженер-исследователь, e-mail: popovma.kvantum@gmail.com,

¹ Университет ИТМО,

Санкт-Петербург, 191002, Россия,

² Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, 664074, Россия.

Для контактов: Кованов А.В., e-mail: avkovanov@itmo.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

V.A. *Pronin*¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: vapronin@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0002-9278-5903,

A.V. *Kovanov*¹, Graduate Student,

e-mail: avkovanov@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0003-2821-795X,

V.A. *Tsvetkov*¹, Graduate Student,

e-mail: vatsvetkov@itmo.ru,

ORCID ID: 0000-0003-4357-0022,

R.V. *Kononenko*², Cand. Sci. (Eng.),

Assistant Professor, e-mail: iistu_politeh@mail.ru,

M.A. *Popov*², Research Engineer,

e-mail: popovma.kvantum@gmail.com,

¹ ITMO University, 191002,

Saint-Petersburg, Russia,

² Irkutsk National Research Technical University,

664074, Irkutsk, Russia,

Corresponding author: A.V. Kovanov, e-mail: avkovanov@itmo.ru.

Получена редакцией 17.08.2023; получена после рецензии 04.10.2023; принята к печати 10.10.2023.

Received by the editors 17.08.2023; received after the review 04.10.2023; accepted for printing 10.10.2023.

