

# ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРА ПОДВИЖНОСТИ СТЕНОК ЩЕЛИ ПРИ РАСЧЁТЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОТЕЧЕК В РАБОЧЕЙ ЧАСТИ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА. ЧАСТЬ 1

В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков, Е. Н. Михайлова, Е. А. Калашникова

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

Спиральный тип компрессора нашел широкое применение в сегменте средней производительности в области холодильной и климатической техники, включая тепловые насосы. Сегодня в этой области идет активный процесс перехода с гидрофторуглеродов на натуральные хладагенты с низким потенциалом глобального потепления. Все больше возрастает роль  $\text{CO}_2$ , который отличается низкой критической точкой и, соответственно, высокими рабочими давлениями. Для работы на новых хладагентах спиральный компрессор должен быть адаптирован с учетом всех конструктивных особенностей, основной из которых являются зазоры в проточной части машины. Следует учитывать, что термодинамические свойства диоксида углерода, отличные от гидрофторуглеродов, оказывают существенное влияние на объемные и энергетические показатели компрессора. В данном случае актуальность заключается в повышении точности расчета потерь компрессора и прогноза характеристик холодильной машины. Так как основными объемными потерями в спиральном компрессоре являются протечки рабочего вещества в его рабочей части, а сам процесс течения среды нестационарный, то интерес вызывает их количественная составляющая. Целью настоящей работы является уточнение физических основ процесса протечек в радиальном зазоре и степени влияния на него различных факторов. Такой анализ дает дальнейшую возможность уточнения методики расчета протечек компримируемой среды с учетом фактора подвижности стенок щелей. Это повысит точность получаемых результатов, которые могут служить базой к прогнозу оптимальных характеристик компрессора за счет их аппроксимации и позволит оптимизировать проектирование холодильных машин при выбранных режимах работы.

**Ключевые слова:** спиральный компрессор, протечки рабочей среды, нестационарное течение, рабочий зазор, подвижность стенок щели, динамика протечек.

## Введение

Компрессор спирального типа, благодаря своим конструктивным преимуществам и превосходным характеристикам, успешно конкурирует в сегменте средней производительности с поршневым и винтовым типами компрессоров. К основным областям применения спирального холодильного компрессора можно отнести коммерческий холод и климатическую технику.

Сегодня в холодильной технике ещё широко применяются гидрофторуглероды (ГФУ), такие как R410a, R504, R134A, R404A и др., при этом, запрещённый к использованию на территории европейских стран R22 разрешён к применению в РФ вплоть до 2030 г., но в строго лимитированных количествах. На фоне сокращения применения ГФУ, которое регулируется законодательствами различных стран, возрастает роль натуральных хладагентов [1]. Одним из наиболее перспективных для применения, в силу своих эксплуатационных свойств, является диоксид углерода [2–4]. Однако следует отметить низкую критическую точку двуокиси углерода, это указывает на высокие рабочие давления и необходимость дополнительного изучения вопроса применимости оборудования, особенно в закрытой области. В табл. 1, для сравнения, указаны некоторые эксплуатационные и термодинамические свойства различных хладагентов, позволяю-

щие оценить рациональность их применения в той или иной области холодильной техники.

Если спиральный компрессор (СПК) может быть адаптирован к работе на  $\text{CO}_2$  в субкритическом цикле практически без конструктивных изменений, то для работы в транскритическом цикле необходимо создание новых образцов. Актуальность данного вопроса продиктована поиском альтернативных решений для инъекции и параллельного сжатия в целях повышения эффективности транскритического цикла.

Потенциально СПК имеет возможность изменения угла закрутки спирали и увеличения числа ячеек сжатия, что выгодно может использоваться в условиях высоких давлений. Однако следует учитывать повышенное воздействие силовых факторов на рабочие органы и подвижные элементы компрессора, обусловленное повышенным перепадом давлений между всасыванием и нагнетанием [5]. Актуальными становятся вопросы снижения нагрузки на детали компрессора, проектирования надёжной системы подачи масла к трущимся элементам, а также снижения объёмных потерь за счёт уменьшения протечек компримируемой среды в рабочей части СПК.

Внешние механические потери, связанные с высокой разностью давлений следует рассматривать относительно пар трения, прежде всего в подшипниковых узлах. Эти вопросы хорошо изучены в ра-

Таблица 1. Некоторые свойства распространённых хладагентов [1]  
Table 1. Some properties of common refrigerants [1]

Хладагент	Химическая формула вещества	Темпер. глайд, °С	ППП	Категория безопасности	Температура кипения °С при 1 атм.	Критическое давление МПа и темпер. °С
R22	$\text{CHClF}_2$	0	1700	A1	-40,85	4,99/96,13
R134a	$\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$	0	1300	A1	-26,1	4,1/101,2
R404A	R125 + R134a + R143A	0,7	3780	A1	-46,5	3,73/72,1
R407C	R32 + R125 + R134a	≈5	1530	A1	-43,7	4,82/87,3
R410A	R32 + R125	<0,17	1980	A1	-52,7	4,95/72,5
R448A	R32 + R125 + R134a + R1234ze + R1234yf	6,17	1273	A1	-46,12	4,7/83,7
R450A	R134a + R1234ze	8	600	A1	-23,1	3,82/104,4
R513A	R134a + R1234yf	0	630	A1	-28	3,8/96,5
R717	$\text{NH}_3$	0	0	B2	-33,3	11,28/132,4
R290	$\text{C}_3\text{H}_8$	0	3	A3	-42,1	4,2/96,7
R600a	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0	0	A3	-11,6	3,65/135
R744	$\text{CO}_2$	0	1	A1	-57	7,4/31,1

ботах [6–8]. В работе [8], например, рассмотрено распределение сложной системы сил, действующих на подвижную спираль, даны рекомендации по балансировке. Однако основные конструктивные вопросы связаны со снижением индикаторных потерь и ориентированы на изучение рабочих процессов. Одна из центральных тем для исследований — протечки компримируемой среды в рабочей части СПК, ей посвящено множество работ, например, [9–15]. Причём, согласно данным, в работах [10, 11] основные протечки происходят в радиальных щелях, они на порядок превосходят протечки в тангенциальных щелях. По данным исследований [9, 14] основной фактор, влияющий на протечки при работе на  $\text{CO}_2$ , это тепловая деформация спиралей, вызванная градиентом температуры. Причём в работах [9, 10] дана детальная модель спирального компрессора для его теоретического исследования при различных эксплуатационных режимах. Изменения температуры, давления и массы газа в полостях в зависимости от орбитального угла были рассчитаны на основе первого закона термодинамики, массового баланса и уравнения состояния. Исходные дифференциальные уравнения решаются методом последовательных приближений (методом Эйлера). В работах показано, что на изменение производительности и потребляемой мощности наибольшее влияние оказывают торцевые зазоры. А в работе [15] сделаны выводы о влиянии фактора градиента температур на неравномерность изменения зазоров и градиента давлений на асимметричность потока протечек. Также сделан вывод о преобладании тепловых деформаций над силовыми, уточнено, что в транскритической области нет резких изменений термодинамических свойств  $\text{CO}_2$ , часто наблюдаемых в субкритике.

При этом в работах, посвящённых расчёту объёмных потерь в спиральных компрессорах [10–13, 15], предложены традиционные методики расчёта протечек, они основаны на допущении о стационарности потока в щелях. Вместе с тем исследования [16–19] в области винтовых компрессоров показали неоднозначность таких методов расчёта в плане точности результата и необходимости учёта нестационарности течения при некоторых режимах работы компрессора.

Однако конструктив, характер и специфика работы СПК предполагают наличие как попутного движения стенки щели и протекаемой компримируемой среды, когда расход рабочего вещества увеличивается, так и встречного движения, когда её расход уменьшается. Т.е., учитывая выводы работы [19], наше исследование ставит задачей: необходимость подробного изучения фактора нестационарности течения рабочего тела в выбранных радиальных зазорах спиральных элементов. Выводы данной работы далее могут быть использованы для построения методики расчёта протечек компримируемой среды в СПК.

#### Тематическое исследование

Условные линии контакта между спиралью образуют радиальные и тангенциальные зазоры, по которым происходят протечки рабочего тела, движущей силой которых является разница давлений в смежных ячейках (рис. 1а и рис. 1б). Одна спираль, как правило, неподвижна (НСП), а другая — подвижная (ПСП) совершает плоскопараллельное движение вокруг вала компрессора с эксцентриситетом  $\epsilon$ . Частота вращения вала может изменяться, меняя производительность компрессора в соответствии с текущими параметрами всасывания  $P_{\text{вс}}$ ,  $T_{\text{вс}}$  и нагнетания  $P_{\text{н}}$ ,  $T_{\text{н}}$ , определяющими режим работы компрессора.

Учитывая превалирующую долю радиальных протечек, интерес вызывает их количественная составляющая, которую можно выразить через расход рабочего тела в плоской радиальной щели с движущейся стенкой.

Профиль рабочих органов не оказывает влияния на решение поставленной задачи, поэтому для расчётов рационально взять обычную спираль Архимеда. Спираль с таким профилем находит применение в реальных образцах техники. Данный профиль образуется точкой  $M_0$  при качении без проскальзывания прямой  $NK$  по основной окружности  $r_0$  (рис. 2) и описывается достаточно простым уравнением:

$$\begin{cases} \rho = r_0 \varphi \\ \psi = \varphi - 0,5\pi \end{cases} \quad (1)$$

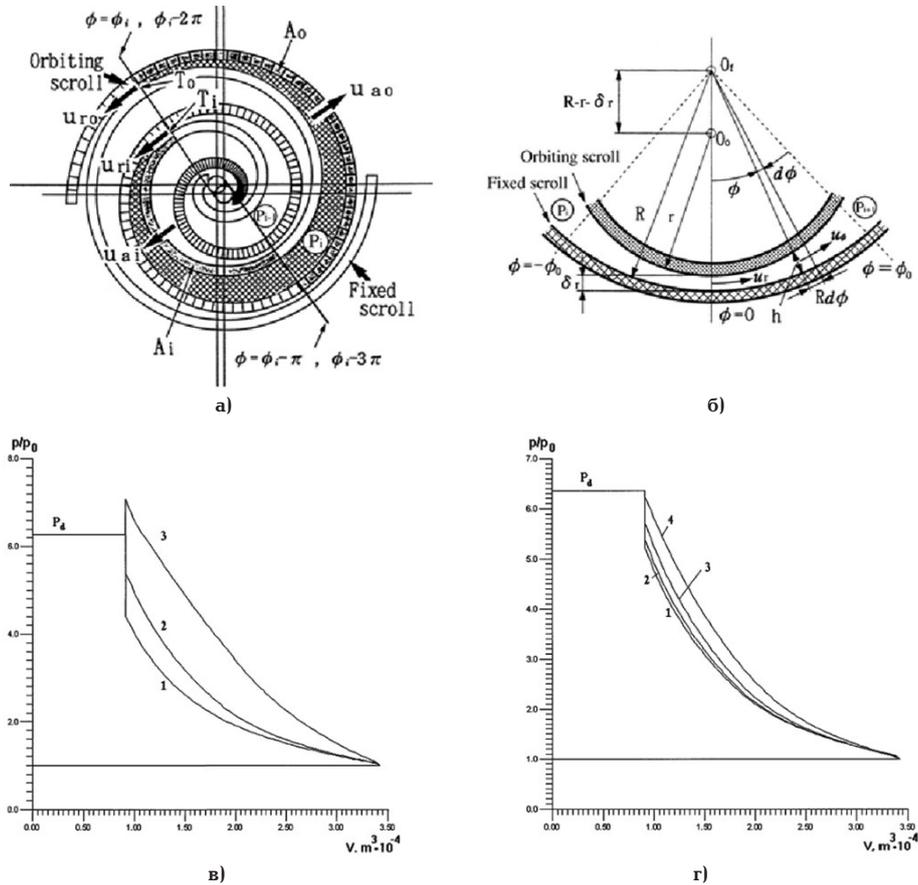


Рис. 1. Тангенциальные и радиальные протечки в зазорах спирального рабочего органа:  
 а) радиальный тип протечек; б) тангенциальный тип протечек;  
 в) тангенциальный зазор зафиксирован — 0,05 мм, радиальный зазор изменяется:  
 1 — 0,01 мм, 2 — 0,05 мм, 3 — 0,10 мм; г) радиальный зазор зафиксирован — 0,05 мм,  
 тангенциальный зазор изменяется: 1 — 0,01 мм, 2 — 0,05 мм,  
 3 — 0,10 мм; 4 — 0,20 мм [6, 21]

Fig. 1. Tangential and radial leakage in the gaps of the spiral tool:  
 а) radial leakage type; б) tangential leakage type; в) tangential clearance fixed — 0.05 mm,  
 radial clearance varies: 1 — 0.01 mm, 2 — 0.05 mm, 3 — 0.10 mm;  
 г) radial clearance fixed — 0.05 mm, the tangential clearance changes: 1 — 0.01 mm,  
 2 — 0.05 mm, 3 — 0.10 mm; 4 — 0.20 mm [6, 21].

где  $\rho$  — полярный радиус (радиус-вектор, измеряемый в каких-либо линейных единицах);  $\psi$  — угол закрутки спирали (обычно измеряемый в радианах);  $r_0$  — некий числовой коэффициент, который можно интерпретировать как шаг спирали Архимеда, а иногда, при определенном способе построения спирали, как радиус так называемой основной, или начальной окружности, в принципе также имеющей линейную размерность;  $\varphi$  — полярный угол, отсчитываемый от полярной оси против часовой стрелки в положительном направлении.

Шаг окружной орбиты  $t$  для ПСП связан с  $\varepsilon$  и толщиной ребра  $l$  спирали по нормали:

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

Выбор параметров  $\varepsilon$  и  $r_0$  очень важен, так как данные параметры влияют на размеры спирали и толщину её стенки.

Точка касания  $N_1K_1$  с основной окружностью в точке  $P$  — является мгновенным полюсом скоростей (рис. 2). Через полюс проходит нормаль  $PM_1$  к спирали в точке  $M_1$ . Продолжение этой нормали до точки  $M'_1$  — отрезок  $PM'_1$  — представляет собой нормаль ко второй, внешней, ветви спирали. Это отличает спираль Архимеда от эвольвенты.

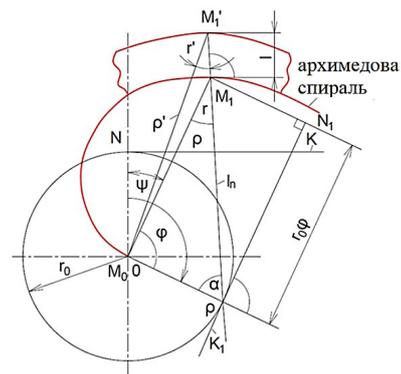


Рис. 2. Архимедова спираль  
 Fig. 2. Archimedes spiral

Длина нормали до точки  $M_1$ :  $M_1P = l_N = r_0 \sqrt{1 + \varphi^2}$ .

Длина нормали:  $PM'_1 = l'_N = l_N + l$ .

Радиус-вектор:  $OM'_1 = \rho' = \frac{l_N + l}{\cos \alpha}$   
 $= \sqrt{(l_N + l)^2 + r_0^2} - 2(l_N + l)r_0 \cos \alpha$ , где  $\alpha = \arctg \varphi$ .

Однако для упрощения нашей задачи, малость эксцентриситета по сравнению с радиус-вектором,

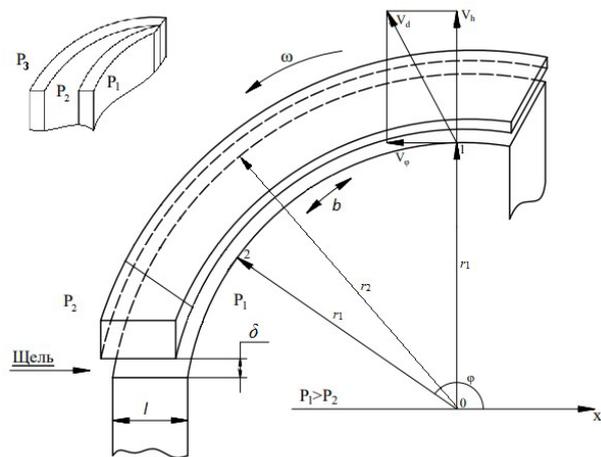


Рис. 3. Радиальная щель в полярной системе координат  
Fig. 3. Radial gap in polar coordinate system

даёт возможность пренебречь им и ввести допущение о движении выбранного сегмента спирали по окружности в рассматриваемый момент времени, определяемый орбитальным углом поворота спирали. Как показано на рис. 3, центр системы координат в этом случае совпадает с осью вращения вала компрессора, а сама система вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$  вала компрессора.

Определение величины протечек потребует знания законов изменения во времени геометрических параметров ячеек сжатия и щелей; классификация последних ранее приводилась нами в работе [20], где было показано, что любая щель характеризуется её высотой  $\delta$ , которая по сравнению с её глубиной  $l$  будет величиной малой, а также длиной  $b$ . Длина щели  $b$  будет равна длине дуги спирали, заключённой между точками 1 и 2 (рис. 3). Величина  $b$  является величиной переменной и изменяется в зависимости от угла поворота спирали.

Так длина дуги спирали Архимеда в параметрической форме между точками 1 и 2 равна:

$$b = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\rho_2^2 + \rho_1^2} d\varphi = r_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{1 + \varphi^2} d\varphi = 0,5r_0 \left[ \varphi \sqrt{1 + \varphi^2} + \ln(\varphi + \sqrt{1 + \varphi^2}) \right]. \quad (3)$$

Соответственно, площадь сечения  $S$  ребра вдоль дуги  $b$ :  $S = bl$ .

Объём рассматриваемой полости в полярной системе координат в зависимости от угла поворота подвижной спирали можно получить интегрированием:

$$\bar{V}(\theta) = \frac{h}{2} \int_{\theta-2\pi}^{\theta} (r_1(\varphi - \pi, \theta)^2) d\varphi, \quad (4)$$

где  $\theta$  — угол поворота вала СПК;  $\varphi$  — полярный угол;  $r_1$  — радиус-вектор, проведённый из центра неподвижной спирали к образующей внутренней поверхности;  $r_2$  — радиус-вектор, проведённый из центра подвижной спирали к образующей внешней поверхности.

Для компрессора параметр орбитального угла  $\theta$  будет уменьшаться от некоторого постоянного значения, соответствующего углу закрутки спиралей. Площадь полости, при необходимости, можно получить, разделив  $V(\theta)$  на  $h/2$ , при этом мы получим формулу Грина, позволяющую вычислять площади фигур, заключённых между дугами окружностей.

Для нахождения зависимости давления и температуры в полости от угла поворота вала можно, используя уравнения Пуассона, добавив условия поворота вала при заполнении полости и нагнетания рабочего вещества.

Уравнения Пуассона в данном случае для объёмов парных полостей будут иметь вид:

$$P_s(\theta) = P_0 \left( \frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^k, \quad T_s(\theta) = T_0 \left( \frac{\bar{V}_0}{V(\theta)} \right)^{k-1}, \quad (5)$$

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,  $\bar{V}_0$  — объём полости при окончании цикла всасывания,  $P_0$  — давление всасывания,  $T_0$  — температура рабочего тела на всасывании, а  $k$  — показатель адиабаты.

В силу незначительных потерь от теплообмена рабочей среды с деталями компрессора расчёт будем вести в предположении об отсутствии теплообмена с внешней средой, т.е. процесс сжатия будем считать адиабатным.

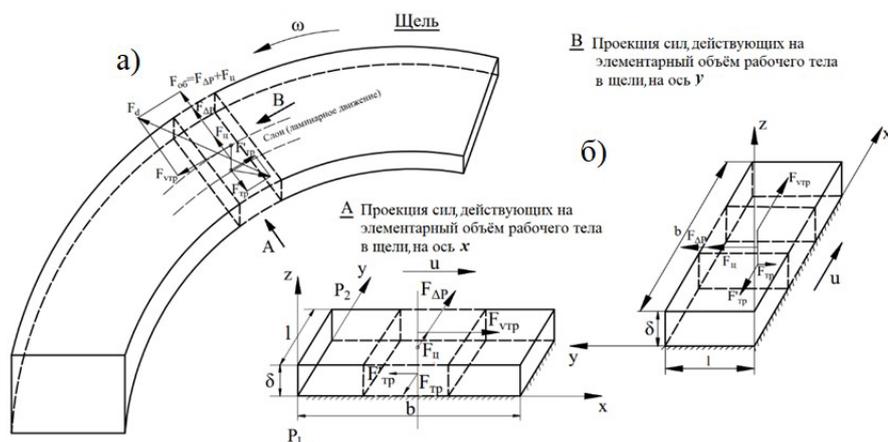


Рис. 4. Движение элементарного объёма рабочего тела в радиальной плоской щели СПК в декартовой системе координат: а) кинематика движения материальной точки; б) динамика действия сил на выделенный элементарный объём

Fig. 4. The movement of the elementary volume of the working fluid in the radial plane gap of the SCC in the Cartesian coordinate system: а) the kinematics of the movement of the material point, б) the dynamics of the action of forces on the selected elementary volume

Очевидно, что при движении ПСП, когда одна поверхность движется в своей плоскости со скоростью  $u$  относительно другой, изменяются параметры щелей и векторы скоростей взаимного движения поверхностей, их образующих. Таким образом, движение сжимаемого рабочего вещества через такие зазоры следует считать нестационарными. Вследствие действия фрикционных сил скорость протекаемой среды на поверхности будет равна скорости самой поверхности, и её движение будет осуществляться в сторону движения самой поверхности. Более наглядно это можно показать графически (рис. 4), указав действующие силы на элементарный объём рабочего тела, находящегося в щели на рассматриваемом нами участке спирали.

В соответствие с рис. 4 суммарное уравнение в проекциях на оси можно записать:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{vтр} - F_{тр} \\ \sum F_y = F_{ц} + F_{\Delta p} - F'_{тр} \\ \sum F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \end{cases} \quad (6)$$

#### Сложное течение сплошной среды в радиальной щели.

Из рис. 4 видно, что движение среды можно свести к сумме напорного движения Пуазеля, которое происходит вдоль оси  $y$  и фрикционного движения Куэтта, которое наблюдается вдоль оси  $x$ . В этом случае эпюры распределения скоростей и касательных напряжений в зазоре с учетом подвижности стенки щели и перепада давлений можем представить так, как это показано на рис. 5.

В первом случае задача сводится к решению обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка:

$$\frac{d^2 u_x}{dy^2} = -\frac{\Delta p}{\mu l}, \quad (7)$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;

$\Delta p$  — постоянное по длине зазора падение давления на участке  $l$ .

Решение (7) при граничных условиях  $uz=0$  при  $y=\pm h$  позволит нам найти расход:

$$Q = \int_{-h}^h u_x dy = \frac{2}{3} \frac{\Delta p p h^3}{\mu l}. \quad (8)$$

Как видно из уравнения (8), в случае напорного движения среды высота щели  $h$  существенно влияет её расход.

Во втором случае без учета градиентного течения среды под действием перемещения одной

из поверхностей щели можно получить выражение:

$$\frac{\partial^2 u_\phi}{\partial x^2} = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) при граничных условиях  $u_z=0$  при  $x=0$ ,  $u=v$  при  $x=h$  (где  $v$  — относительная скорость перемещения поверхности щели) представляет собой линейную функцию и позволяет определить расход протечек из выражения:

$$Q = \int_0^h u_\phi dx = \frac{v}{h} \int_0^h x dx = \frac{vh}{2}. \quad (10)$$

Учитывая общий вектор движения среды, её расход в радиальном направлении будет равен:

$$\begin{aligned} \sum Q &= \int_{-h}^h u dy = \\ &= \int_{-h}^h \left( \sqrt{\left( \frac{\Delta p h^2}{2\mu l} \left[ 1 - \left( \frac{y}{h} \right)^2 \right]^2 \right)^2 + \left( v \frac{x}{h} \right)^2} \right) dy. \end{aligned} \quad (11)$$

Следует помнить, что физические свойства реальных сред отличны от свойств совершенных газов, поэтому представляет интерес рассмотрение течений реальных газов с конкретными уравнениями состояния через щели в СПК.

Если представленные на рис. 4 схемы сил и кинематику движения элементарного объёма рабочего тела в подвижной щели описать по отношению к подвижной спирали, это позволит упростить граничные условия на поверхности ПСП и выявить влияние её движения на течение в щели.

Из рис. 5 видно, что на рассматриваемый элемент будут действовать объёмные силы инерции, а также касательные составляющие поверхностных сил, которые обусловлены силами трения, а нормальные составляющие давления на поверхности проецируются в ноль. Используя единицу массы среды, следует рассматривать напряжение поверхностных сил и плотность объёмных сил. Так, в движущемся элементарном объёме, который можно принять за материальную точку, поверхностные силы образуют тензорное поле, т.к. напряжения являются тензорной величиной, а объёмные силы составляют векторное поле.

#### Выводы и заключение

— Течение среды в радиальной щели, образованной торцом одной спирали и платформой другой

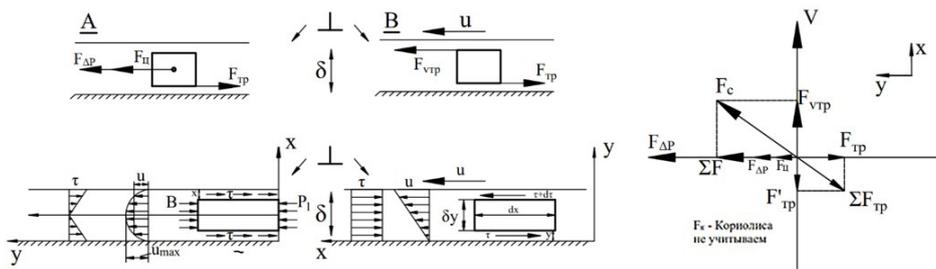


Рис. 5. Расчётные схемы для напорного и фрикционного течения рабочей среды в радиальной плоской щели с подвижной стенкой

Fig. 5. Calculation diagrams for pressure and friction flow in a radial flat gap with movable wall

спирали, имеет сложный характер, который может быть описан суммой напорного и фрикционного движения;

— в направлении действия сил, вызванных разностью давлений, на величину расхода будет существенно влиять высота щели и, в меньшей степени, глубина щели;

— в направлении действия фрикционной силы трения подвижной поверхности щели на величину расхода в равной степени будут оказывать влияние как высота щели, так относительная скорость этой подвижной поверхности;

Согласно сделанным нами выводам, кинематика движения спирали, безусловно, будет оказывать воздействие на процесс протечек в зазорах рабочих органов компрессора. При этом очевидно, что процесс протечек также имеет зависимость от термодинамических и физических свойств среды. А так как компримируемая рабочая среда, в действительном процессе сжатия, представляет собой смесь хладагента и масла, то в дальнейшем анализ процесса протечек стоит провести с учётом реальных свойств рабочего тела. Особое влияние может оказывать плотность и вязкость рабочего вещества, следовательно, вопрос целесообразно будет рассмотреть, привлекая гидродинамическую теорию смазки, теоретической основой которой служат дифференциальные уравнения движения вязкой жидкости.

#### Список источников

1. Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2021. Т. 5, № 4. С. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16.
2. Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Исследования и практика применения R744 и R290. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2022. Т. 6, № 1. С. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21.
3. Qi W., Guangpeng L. Research and Development of Carbon Dioxide Refrigeration Technology // E3S Web of Conferences. 2020. No. 213. 03031. DOI: 10.1051/e3sconf/202021303031.
4. Guangpeng L., Qi W., Changbo S. Application and Exploration of Carbon Dioxide R744 as Refrigerant and Secondary Refrigerant in Refrigerating Unit of Commercial Super // E3S Web of Conferences. 2021. No. 267. 02008. DOI: 10.1051/e3sconf/202126702008.
5. 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.
6. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of A Compact CO2 Scroll Compressor And Its Comparison With Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (дата обращения: 14.12.2022).
7. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO2 Scroll Compressor International Compressor Engineering Conference. 2008. 1836. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1836> (дата обращения: 14.12.2022).
8. Minikaev A., Yezhezep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements //

IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. No. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022.

9. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO<sub>2</sub> // Science China Technological Sciences. 2021. Vol. 64, no. 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3.

10. 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. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.

11. 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.

12. 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.

13. 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.

14. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO<sub>2</sub> Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, no. 4. P. 759–770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862.

15. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO<sub>2</sub> Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (дата обращения: 14.01.2023).

16. 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. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060.

17. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Казань: ФЭН, 2000. 637 с.

18. Максимов В. А., Хадиев М. Б., Хисамеев И. Г., Галиев Р. М. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров. Казань: ФЭН, 1998. 292 с.

19. Пронин В. А., Верболоз А. Л. Оценка влияния подвижности стенок щелей на протечку компримируемой среды в винтовом однороторном компрессоре (ВКО) // Вестник Международной академии холода. 2012. Т. 42, № 1. С. 31–33.

20. 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. 030046. DOI: 10.1063/5.0075151.

21. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1998. 188 с.

**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](mailto: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](mailto: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

**КАЛАШНИКОВА Елена Анатольевна**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: kalashnikova.elena.96@mail.ru

#### Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А., Михайлова Е. Н., Калашникова Е. А. Оценка степени влияния фактора подвижности стенок щели при расчёте величины протечек в рабочей части спирального компрессора. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-9-17.

Статья поступила в редакцию 31.01.2023 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов,

В. А. Цветков,

Е. Н. Михайлова, Е. А. Калашникова

# ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF GAP WALL MOBILITY FACTOR AT CALCULATION OF LEAKAGE IN WORKING SECTION OF A SCROLL COMPRESSOR. PART 1

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov, E. N. Mikhailova, E. A. Kalashnikova

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

The scroll type compressor is widely used in the medium capacity segment of refrigeration and air conditioning technology including heat pumps. Today there is an active process of changing from hydrofluorocarbons to natural refrigerants with low global warming potential. CO<sub>2</sub>, with its low critical point and correspondingly high operating pressures, is gaining in importance. For operation with new refrigerants, the scroll compressor has to be adapted to take account of all its design features, the most important of which are the clearances in the machine's flow area. It has to be considered that the thermodynamic properties of carbon dioxide, different from hydrofluorocarbons, have a significant influence on the volume and energy values of the compressor. In this case relevance consists in increase of accuracy of compressor losses calculation and prediction of refrigeration machine characteristics. As the basic volumetric losses in the scroll compressor are leakages of working substance in its working part, and the process of flow of medium is unsteady, their quantitative component causes interest. The purpose of this work is to clarify the physical basis of the leakage process in the radial clearance and the degree of influence of various factors on it. Such analysis gives further opportunity to refine the methodology of calculation of leakages of compressed medium, taking into account the mobility factor of gap walls. It will raise accuracy of the received results which can serve as a base to prognosis of optimum characteristics of the compressor, due to their approximation and will allow to optimize designing of refrigerating machines at the chosen modes of work.

**Keywords:** scroll compressor, working medium leakage, unsteady flow, working gap, gap wall mobility, leakage dynamics.

## References

1. Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. Perspektiva ispol'zovaniya ozonobezopasnykh khladagentov s nizkim potentsialom global'nogo potepleniya v spiral'nykh kompressorakh. Chast' 1 [The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Part 1] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no 4. P. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16. (In Russ.).
2. Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. Perspektiva ispol'zovaniya ozonobezopasnykh khladagentov s nizkim potentsialom global'nogo potepleniya v spiral'nykh kompressorakh. Issledovaniya i praktika primeneniya R744 i R290. Chast' 2 [The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Research and practice of using R744 and R290. Part 2] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, No 1. P. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21. (In Russ.).
3. Qi W., Guangpeng L. Research and Development of Carbon Dioxide Refrigeration Technology // E3S Web of Conferences. 2020. No. 213. 03031. DOI: 10.1051/e3sconf/202021303031. (In Engl.).
4. Guangpeng L., Qi W., Changbo S. Application and Exploration of Carbon Dioxide R744 as Refrigerant and Secondary Refrigerant in Refrigerating Unit of Commercial Super // E3S Web of Conferences. 2021. No. 267. 02008. DOI: 10.1051/e3sconf/202126702008. (In Engl.).
5. 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.).
6. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of A Compact CO<sub>2</sub> Scroll Compressor And Its Comparison With Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (accessed: 14.12.2022). (In Engl.).
7. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO<sub>2</sub> Scroll Compressor International Compressor Engineering Conference. 2008. 1836. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1836> (accessed: 14.12.2022). (In Engl.).
8. Minikaev A., Yerezhep D., Zhigovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. No. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022. (In Engl.).
9. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO<sub>2</sub> // Science China Technological Sciences. 2021, Vol. 64, no. 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3. (In Engl.).
10. 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. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197. (In Engl.).
11. 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.).
12. 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.).

13. 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.).

14. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO<sub>2</sub> Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, no. 4. P. 759–770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862. (In Engl.).

15. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO<sub>2</sub> Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (accessed: 14.01.2023). (In Engl.).

16. 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. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060. (In Engl.).

17. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory [Twin rotary screw compressors and spur compressors]. Kazan, 2000. 637 p. (In Russ.).

18. Maksimov V. A., Khadiyev M. B., Khisameyev I. G., Galiyev R. M. Beskontaktnyye uplotneniya rotorov tsentrobeznykh i vintovykh kompressorov: uchebnoye posobiye [Non-contact rotor seals for centrifugal and screw compressors: tutorial]. Kazan, 1998. 292 p. (In Russ.).

19. 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. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. 2012. Vol. 42, no. 1. P. 31–33. (In Russ.).

20. 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. 030046. DOI: 10.1063/5.0075151. (In Engl.).

21. Kosachevskij V. A. Razrabotka metoda rascheta i analiz rabocheho processa spiral'nykh kompressorov [Development of a calculation method and analysis of the working process of scroll compressors]. St. Petersburg, 1998. 188 p. (In Russ.).

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

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: [maior.pronin@mail.ru](mailto:maior.pronin@mail.ru)

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

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: [avkovanov@itmo.ru](mailto:avkovanov@itmo.ru)

**TSVETKOV Vadim Aleksandrovich**, Graduate Student, Assistant of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg. Correspondence address: [wadimtsvetkov@mail.ru](mailto:wadimtsvetkov@mail.ru)

**MIKHAILOVA Ekaterina Nikolaevna**, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg. Correspondence address: [mikhaylova\\_en@mail.ru](mailto:mikhaylova_en@mail.ru)

**KALASHNIKOVA Elena Anatolievna**, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg.

Correspondence address: [kalashnikova.elena.96@mail.ru](mailto:kalashnikova.elena.96@mail.ru)

#### For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Mikhailova E. N., Kalashnikova E. A. Assessment of the influence of gap wall mobility factor at calculation of leakage in working section of a scroll compressor. Part 1 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-9-17.

Received January 31, 2023.

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

E. N. Mikhailova, E. A. Kalashnikova