

УДК 621.514.26

# Разработка метода расчета ротационных компрессоров для холодильного и климатического оборудования

Н.А. Кудла<sup>1,2</sup>, А.В. Бураков<sup>2</sup>, А.А. Котлов<sup>2</sup>,  
Л.Г. Кузнецов<sup>2</sup>, Е.Н. Михайлова<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

<sup>2</sup> АО «Компрессор»

<sup>3</sup> Университет ИТМО

## Development of a method for calculating rotary compressors for refrigeration and air conditioning equipment

N.A. Kudla<sup>1,2</sup>, A.V. Burakov<sup>2</sup>, A.A. Kotlov<sup>2</sup>,  
L.G. Kuznetsov<sup>2</sup>, E.N. Mikhaylova<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

<sup>2</sup> Compressor JSC

<sup>3</sup> ITMO University

Для развития производства отечественных холодильных установок требуется разработать модельный ряд ротационных холодильных компрессоров, причем для каждой модели необходимо рассчитать поле рабочих параметров, которые она может обеспечить при различных хладагентах. Одной из причин, ухудшающих энергетические показатели ротационных компрессоров, является перетекание газа из одной полости в другую через различные неплотности. Перетекание газа через щели снижает производительность компрессора и увеличивает удельную индикаторную работу. Уменьшить щели не представляется возможным по конструктивным соображениям. Поэтому при конструировании необходимо знать, где могут происходить перетекания, и уметь их вычислять. До сих пор эта задача не имеет однозначного решения. Для выполнения параметрического анализа компрессора требуется разработать универсальную методику, позволяющую выполнять как проектный расчет, так и поверочный и составить программу расчета. Рассмотрены вопросы разработки методики расчета ротационных холодильных компрессоров с применением методов математического моделирования.

EDN: ZIXCGU, <https://elibrary/zixcgu>

**Ключевые слова:** ротационный компрессор, компрессор с катящимся ротором, холодильное оборудование, методика расчета, математическая модель

To develop the production of domestic refrigeration units, it is necessary to develop a line of rotary refrigeration compressors, and for each compressor model it is necessary to calculate the field of operating parameters that it can provide for various refrigerants. One of the reasons that worsen the energy performance of rotary compressors is the flow of gas from one cavity to another through various leaks. Gas leaks through gap reduce the compressor performance and increase the specific indicator work. It is not possible to reduce the gaps for design reasons. Therefore, when designing, it is necessary to know where leaks can occur

and be able to calculate them. Until now, this problem has no unambiguous solution. To perform parametric analysis of the compressor, it is necessary to develop a universal technique that allows both design and verification calculations and to develop a calculation program. This article is devoted to the development of a calculation technique for rotary refrigeration compressors using mathematical modeling methods.

EDN: ZIXCGU, <https://elibrary/zixcgu>

**Keywords:** rotary compressor, rolling-rotor compressor, refrigeration equipment, calculation method, mathematical model

Основной задачей оптимизации холодильного и климатического оборудования является подбор оптимальных режимных параметров холодильных компрессоров и проверка их работоспособности в заданных климатических условиях [1].

Разработкой методов расчета для повышения коэффициента полезного действия (КПД) ротационных машин занимаются как отечественные производители [2], так и зарубежные [3].

Состояние холодильной промышленности и основные тенденции развития холодильного компрессоростроения в полной мере исследованы в статье [4].

Рассмотрим компрессор с катящимся ротором (ККР), который является наиболее подходящим типом ротационной машины для получения наибольшей степени повышения давления в одной ступени [5].

В работе [5] предложен метод расчета ККР, основанный на использовании термодинамических соотношений в интегральной форме, позволяющий определять интегральные характеристики ККР — производительность и потребляемую мощность. Суть метода состоит в схематизации рабочего процесса, протекающего в рабочей полости ККР. Рабочий процесс представлен в упрощенном виде. В основу метода положена статистика экспериментальных данных ранее созданных компрессоров. По результатам обработки данных получены эмпирические уравнения, в упрощенной мере описывающие происходящие процессы. Точность таких уравнений определяется количеством и достоверностью экспериментальных данных. Качество проектирования будет зависеть от того, насколько проектируемый ККР соответствует прототипу, а также от опыта проектировщика, который выбирает эмпирические коэффициенты.

Цель работы — создание методики расчета ККР с применением методов математического моделирования. Это позволит более детально

изучать происходящие в ККР процессы, а следовательно, оптимизировать его элементы.

**Материалы и методы решения задач, принятые допущения.** Принцип действия ККР, заключается в том, что при вращении в корпусе 2 эксцентрично насаженного ротора 1 подпружиненная разделительная пластина 6 образует две полости, в одной из которых происходит всасывание газа, а в другой — его сжатие и нагнетание (рис. 1).

Максимальная теоретическая производительность ККР, зависящая от максимальной свободной площади между цилиндром и ротором, образующейся в момент нахождения ротора в верхней точке, определяется выражением

$$\bar{V}_T = \pi(R^2 - r^2)Ln,$$

где  $R$  — радиус статора;  $r$  и  $L$  — радиус и длина ротора;  $n$  — частота вращения ротора.

Действительная производительность определяется умножением теоретической производительности на коэффициент производительности, который для ротационных компрессоров составляет 0,70...0,85.

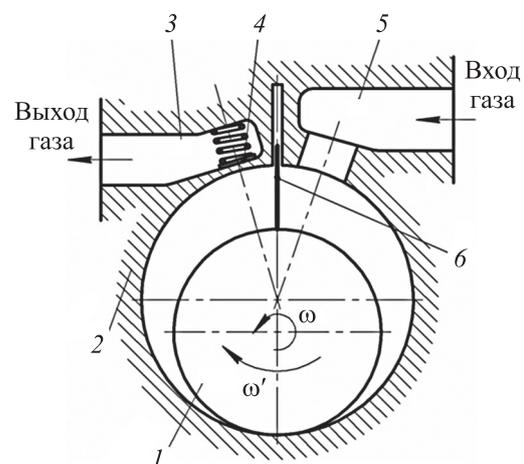


Рис. 1. Схема ККР:

1 — ротор; 2 — корпус; 3 и 5 — нагнетательный и всасывающий патрубки; 4 — нагнетательный клапан; 6 — разделительная пластина

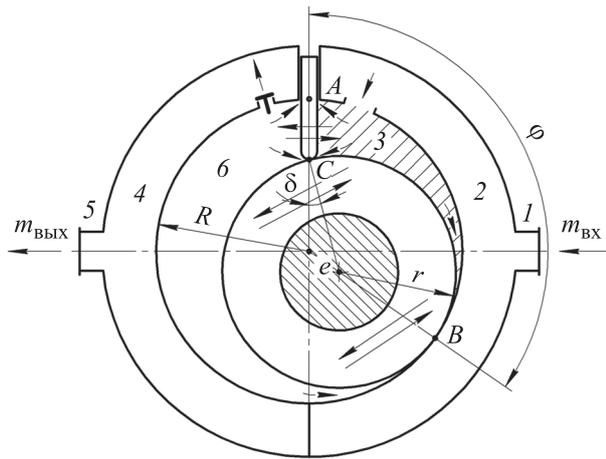


Рис. 2. Расчетная схема рабочего процесса ККР

Расчет производительности ККР через коэффициент производительности весьма упрощенный и не дает представления о происходящих процессах. Для более детального изучения рабочего процесса необходимо составить его математическую модель, учитывающую перетечки газа через различные неплотности ККР, теплообмен сжимаемой среды со стенками рабочих полостей и динамику нагнетательного клапана.

Расчетная схема рабочего процесса ККР приведена на рис. 2. В состав расчетной области входят следующие элементы: входной (по направлению основного потока газа) патрубок 1, камера всасывания 2, изменяющая объем во времени, рабочая камера 3, нагнетательный клапан, камера нагнетания 4, выходной (по направлению основного потока газа) патрубок 5, смежная камера 6, «входные» (притечки) или «выходные» (утечки) зазоры.

Зазоры подразделены на постоянные и переменные. Размеры первых не зависят от угла поворота ротора, размеры вторых — зависят. Классификация зазоров приведена в табл. 1.

Рабочий цикл ККР совершается за два оборота ротора вокруг оси цилиндра. За первый оборот в рабочей полости происходит всасывание газа, за второй — его сжатие и нагнетание. Поэтому в диапазоне угла поворота ротора  $\varphi = 0 \dots 360^\circ$  смежная камера функционирует как камера сжатия, а в интервале  $\varphi = 360 \dots 720^\circ$  — как камера всасывания.

Основные уравнения для описания термодинамических процессов в рабочей полости выведены с помощью первого начала термоди-

Таблица 1

Классификация зазоров

Номер зазора	Вид щели	Область образования зазора	Переменный параметр
1		Между пластиной и торцевыми крышками	Длина щели
2		Между стенками пластины и стенками направляющей	Длина пути газа
3		Между концом пластины и ротором	Ширина щели $\delta$
4		Между торцом ротора и закрывающей крышкой (при том, что окончание вала проходит через крышку)	—
5		Между ротором и статором	Ширина щели $\delta$
6		Между запорным элементом и седлом в закрытом положении клапана (статическая неплотность клапана)	—

намики переменной массы и закона сохранения массы газа в емкости с учетом механической работы, кинетической и тепловой энергии.

В качестве основных, определяющих процессы и состояние газа переменных, выбраны объем камеры, полная внутренняя энергия газа, находящегося в данной полости, и его масса. Работа клапана описывается уравнением динамики движения материальной точки.

Приняты следующие основные допущения:

- параметры газа на входе и выходе ККР — постоянные (заданы давление на входе  $p_1$  и выходе  $p_5$ , температура на входе  $T_1$ , а температура на выходе определяется по формуле [6]  $T_5 = T_1 + 0,8(T_{ад} - T_1)$ , где  $T_{ад}$  — температура адиабатического сжатия);

- пульсации газа в камерах всасывания и нагнетания отсутствуют;

- процесс всасывания начинается при угле поворота ротора  $\varphi = 0^\circ$ ;

- процесс нагнетания заканчивается при угле поворота ротора  $\varphi = 720^\circ$ ;

- скорость течения газа в коммуникациях не превышает критическую;

- сжимаемая среда — идеальный газ;

- представление о тепловых процессах — упрощенное вследствие малого влияния теплообмена (заданы средние температуры и коэффициенты по теплообменным поверхностям);

- динамика клапанов описывается как динамика одномассовой системы;

- процесс сжатия в смежной камере (см. рис. 2) — адиабатический; процесс всасывания происходит при постоянном давлении;

- для описания протечек через различные неплотности (зазоры) использована методика профессора С. Е. Захаренко;

- неплотность с переменным зазором — щель постоянной толщины, выделенной на осредненном участке.

Для определения искомых параметров рабочего процесса использовали метод итераций, т. е. выполняли несколько повторений вычислений до нахождения периодического решения с некоторой точностью. Моделирование рабочего процесса начинали при положении ротора  $\varphi = 0^\circ$  (см. рис. 2) и заканчивали при  $\varphi = 720^\circ$ . Начальные значения переменных параметров задавали следующим образом:

$$M_2 = \rho_{вс} V_2; \quad U_2 = \frac{M_2 R T_{вс}}{k-1};$$

$$M_3 = \rho_{н.ад} V_3; \quad U_3 = \frac{M_3 R T_{ад}}{k-1};$$

$$M_4 = \rho_{н.ад} V_4; \quad U_4 = \frac{M_4 R T_{ад}}{k-1};$$

$$h_{наг} = 0; \quad V_{наг} = 0,$$

где  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $M_4$  и  $U_2$ ,  $U_3$ ,  $U_4$  — массы и внутренние энергии газа в камерах 2, 3 и 4 соответственно (см. рис. 2);  $\rho_{вс}$  и  $T_{вс}$  — плотность и температура всасываемого газа;  $V_2$ ,  $V_3$  и  $V_4$  — геометрический объем камер 2, 3 (при  $\varphi = 0^\circ$ ) и 4 соответственно;  $R$  — газовая постоянная;  $k$  — показатель адиабаты;  $\rho_{н.ад}$  — плотность газа, рассчитанная через температуру адиабатического сжатия  $T_{ад}$ ;  $h_{наг}$  и  $V_{наг}$  — высота подъема и скорость запорного элемента нагнетательного клапана.

**Результаты.** Система уравнений для описания рабочего процесса в полостях ККР аналогична таковой для поршневого компрессора [6–10], за исключением некоторых особенностей присутствующих, рассматриваемому ККР. Система уравнений имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j i_j \dot{m}_j - \sum_k i_k \dot{m}_k; \\ \frac{dM}{dt} = \sum_j \dot{m}_j - \sum_k \dot{m}_k; \\ \rho = M/V; \quad u = U/M; \\ T = (k-1)u/R; \quad p = \rho RT; \quad i = k/(k-1)RT, \end{cases}$$

где  $U$  и  $M$  — внутренняя энергия и масса газа в рассматриваемой емкости;  $dQ/dt$  — тепловой поток, проходящий через поверхность рассматриваемой емкости;  $t$  — время;  $p$  — давление газа;  $V$  — объем рассматриваемой емкости;  $i$  — удельная энтальпия;  $\dot{m}_j$  и  $\dot{m}_k$  — массовый расход газа, притекающего через  $j$ -е отверстие и утекающего через  $k$ -е отверстие;  $\rho$  и  $T$  — плотность и температура газа;  $u$  — удельная внутренняя энергия.

При соответствующих начальных условиях система уравнений позволяет описывать термодинамические процессы в емкости как постоянного, так и переменного во времени объема. Чтобы приведенная система уравнений была замкнутой, ее необходимо дополнить уравнениями, определяющими геометрические параметры емкости, параметры теплообмена и расходы газа через различные неплотности.

Для полостей постоянного объема 2 и 4  $dV = 0$ . Для полостей 3 и 6 изменение объема

зависит от угла поворота ротора. Объем рабочей полости со стороны всасывания при повороте ротора на угол  $\varphi$  определяется выражением

$$V(\varphi) = aV_{\max} + 0,5L[\varphi(R^2 - r^2) - \delta r^2 - er \sin(\varphi + \delta)],$$

где  $a$  — относительное мертвое пространство;  $V_{\max}$  — максимальное значение объема  $V$ ;  $\delta = e/r \sin \varphi$  (см. рис. 2).

После разложения в ряд по синусу и преобразований получаем следующую упрощенную формулу изменения объема рабочей полости, зависящего только от угла поворота ротора:

$$V(\varphi) = aV_{\max} + 0,5L\left[\varphi(R^2 - r^2) - 2eR \sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{e^3}{R} \sin^3 \varphi - \frac{1}{2} e^2 \sin 2\varphi\right].$$

Дифференцируя уравнение, определяем скорость изменения объема рабочей полости 3 и 6

$$\dot{V}(\varphi) = 0,5L\omega\left[(R^2 - r^2) - 2er \cos \varphi + \frac{3}{2} \frac{e^3}{r} \sin^2 \varphi \cos \varphi - e^2 \cos 2\varphi\right].$$

Для рабочей полости со стороны нагнетания в этих формулах следует заменить угол  $\varphi$  на угол  $\varphi' = 4\pi - \varphi$ .

Для расчета теплообмена применен закон Ньютона — Рихмана [11, 12]

$$dQ = \alpha F(T - T_{\text{ст}}) dt,$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $F$  — площадь поверхности теплообмена;  $T_{\text{ст}}$  — температура стенок.

Рабочая полость, в которой происходит сжатие газа, взаимодействует с полостью нагнетания через нагнетательный клапан. Применяются, как правило, самодействующие клапаны, которые автоматически под действием разности давления газа сообщают рабочую полость с полостью нагнетания.

Математическое моделирование работы самодействующего клапана аналогично таковому клапана поршневого компрессора [6, 7]. Уравнение движения замыкающего элемента клапана основано на втором законе Ньютона

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2h}{dt^2} = \sum P_i,$$

где  $m_{\text{пр}}$  — приведенная масса запорного элемента клапана;  $h$  — текущая высота подъема

запорного элемента;  $\sum P_i$  — сумма всех сил, действующих на запорный орган.

На запорный орган клапана действуют следующие силы.

*Сила давления газового потока*, возникающая из-за разности давлений, действующих на запорный орган с одной стороны и другой,

$$P_r = \rho_p f_{3.0} \Delta p,$$

где  $\rho_p$  — коэффициент давления, определяемый на основе экспериментальных данных по продувке клапанов;  $f_{3.0}$  — площадь запорного органа, к которой приложена сила;  $\Delta p$  — перепад давления на клапане.

*Сила упругости*, вызванная жесткостью упругих элементов клапана,

$$P_y = c_y (x + x_0),$$

где  $c_y$  — жесткость упругих элементов;  $x_0$  — предварительное поджатие упругих элементов.

*Сила тяжести*, возникающая под действием собственного веса запорного органа,

$$P_T = m_{\text{пр}} g \cos \beta,$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;  $\beta$  — угол между осью движения и направлением силы тяжести.

*Сила трения*, обусловленная трением запорного органа о газ (вязкостное трение) и направляющие (механическое трение),

$$P_{\text{тр}} = \eta \frac{dx}{dt},$$

где  $\eta$  — коэффициент демпфирования.

*Силы прилипания пластины*, возникающие в результате взаимодействия трех сред: газовой, жидкой (масло, вода и т. д.) и твердой (материал пластины). Рассматриваемая модель построена без учета этих сил.

Рабочий процесс в различных полостях ККР протекает при постоянном изменении массы рабочего тела. В различные моменты времени газ из одной полости поступает в другую. Для трубопроводов, где скорость газа незначительная, массовый расход определяется по формуле несжимаемой жидкости [13]

$$\dot{m} = \mu f \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  $f$  — площадь проходного сечения;  $\rho_1$  и  $p_2$  — плотность и давление газа перед проходным сечением;  $p_2$  — давление газа за проходным сечением.

Расход газа через клапан вычисляется по формуле для сжимаемой среды [13]

$$\dot{m} = \mu f_{\text{кл}} \rho_1 \sqrt{2RT_2 \frac{k}{k-1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

где  $f_{\text{кл}}$  — текущее значение площади проходного сечения клапана.

Расход газа через различные неплотности рассчитывается по уравнению С.Е. Захаренко [14–16]

$$\dot{m} = \mu \delta L \sqrt{\frac{\rho_1^* p_1 (\varepsilon^2 - 1)}{2 \ln \varepsilon + \xi + \lambda_r \Sigma}},$$

где  $\delta$ ,  $L$  — размеры щели;  $\rho_1^*$  — условная плотность,  $\rho_1^* = p_1 / RT_2$  ( $p_1$  — давление газа за

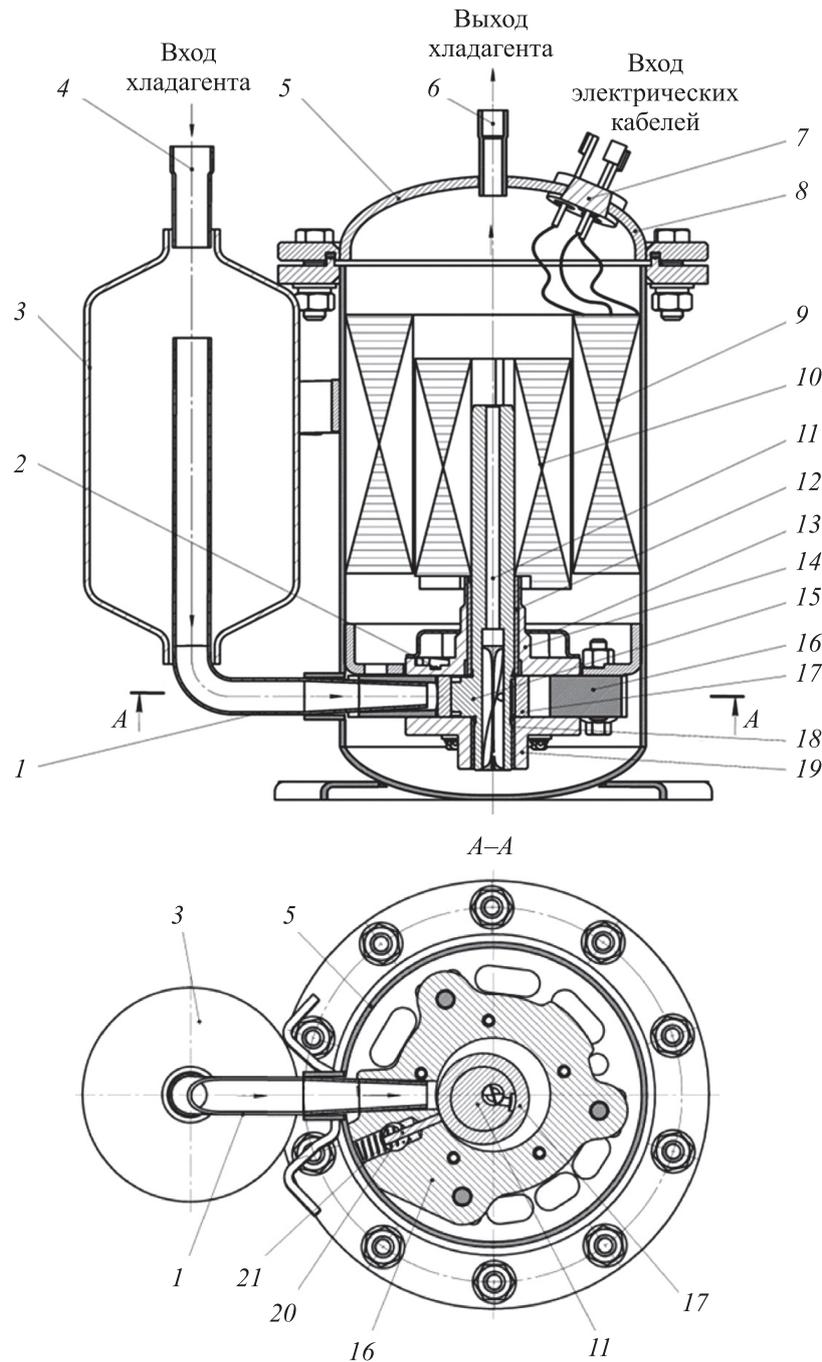


Рис. 3. Конструктивная схема макетного компрессора НК Р 2,7:

- 1 — трубопровод; 2 — выходной лепестковый клапан; 3 — отделитель жидкости; 4 — вход; 5 — крышка кожуха; 6 — выход; 7 — электрический разъем; 8 — кожух компрессора; 9 и 10 — статор и ротор электродвигателя; 11 — вал с эксцентриком; 12, 18 — подшипники скольжения; 13 — крышка; 14 и 19 — верхний и нижний фланец; 15 — узел сжатия; 16 — корпус; 17 — катящийся ротор; 20 — разделительная пластина; 21 — пружина

щелью);  $T_2$  — температура газа перед щелью);  $\varepsilon$  — отношение давления газа перед щелью к давлению газа за щелью,  $\varepsilon = p_2/p_1$ ;  $\xi$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений на входе и выходе из щели;  $\lambda_r$  — коэффициент трения;  $\Sigma$  — коэффициент формы.

Для решения системы уравнения использован метод Рунге — Кутты. Для решения обыкновенных дифференциальных уравнений применены вычислительные схемы первого порядка, в которых значения искомых функций на текущем временном шаге ( $i + 1$ ) определяются через значения функций и переменных на предыдущем шаге ( $i$ -м) (конечно-разностный метод)

$$Y_{i+1} = Y_i + \mathbf{F}(t_i, Y_i, D)\Delta t,$$

где  $Y_{i+1}$  и  $Y_i$  — вектор искомых параметров, относительно которых решают систему уравнений на ( $i + 1$ )-м и  $i$ -м временном шаге;  $\mathbf{F}$  — вектор правых частей рассматриваемой системы уравнений;  $D$  — множество исходных данных;  $\Delta t$  — шаг расчета по времени.

Точность и время вычислений зависят от шага интегрирования. Практика расчетов показала, что для получения устойчивого решения необходимо выбрать шаг расчета по углу поворота ротора, равным  $0,01^\circ$ .

Приведенные уравнения математической модели позволяют найти переменные параметры рабочего процесса (давление, температуру, внутреннюю энергию, ход клапана и др.) в зависимости от угла поворота ротора; определить основные показатели работы ККР и его элементов (производительность, индикаторную мощность, КПД, удельную мощность и др.).

Массовая производительность определяется как разность масс газа, прошедших в единицу времени через нагнетательный патрубок в обоих направлениях

$$\dot{m} = n \int_0^T (m_{45} - m_{54}) dt,$$

где  $T$  — время цикла работы ККР.

Индикаторная мощность вычисляется как

$$N_{и} = n \int_0^T \frac{pdV}{dt} dt.$$

При обработке индикаторной диаграммы и диаграммы движения запорного органа клапана численными методами определяются различные параметры, характеризующие работу ККР: максимальные и минимальные значения

Таблица 2

Параметры макетного компрессора НК Р 2,7

Параметр	Значение
Хладагент	Фреон R410A
Номинальная холодопроизводительность, Вт	2680
Диаметр цилиндра, мм	43
Высота ротора, мм	16
Диаметр катящегося ротора, мм	34
Толщина разделительной пластины, мм	3
Диаметр корпуса, мм	90

параметров, потери мощности и производительности, углы открытия и закрытия клапана и др.

Для апробации методики проведены экспериментальные исследования на макетном компрессоре НК Р 2,7 с разборным корпусом (фланцевым соединением), конструктивная схема которого показана на рис. 3. Подробное описание стэнда приведено в работах [17, 18].

Параметры макетного компрессора НК Р 2,7 приведены в табл. 2.

Результаты моделирования запорного органа клапана приведены на рис. 4.

**Обсуждение результатов.** Результатами моделирования являются индикаторная диаграмма и диаграмма движения запорного органа клапана (см. рис. 4). В отличие от поршневого компрессора, в ККР рабочий процесс осуществляется не за один оборот ротора, а за два. Всасывание в ККР происходит за один оборот ротора, причем на всасывании нет нагнетательного клапана. Ввиду этого в ККР потери на линии всасывания менее заметны, чем в поршневом компрессоре.

Работа нагнетательного клапана сопровождается колебательным процессом пластины, что свидетельствует о необходимости подбора его параметров. В результате такой работы нагнетательного клапана на индикаторной диаграмме имеются локальные пики давления, связанные с пережатием газа в полости, когда клапан находится в промежуточном положении.

Результаты моделирования носят качественный характер и в первую очередь направлены на выявление вопросов, связанных с дальнейшим развитием математической модели.

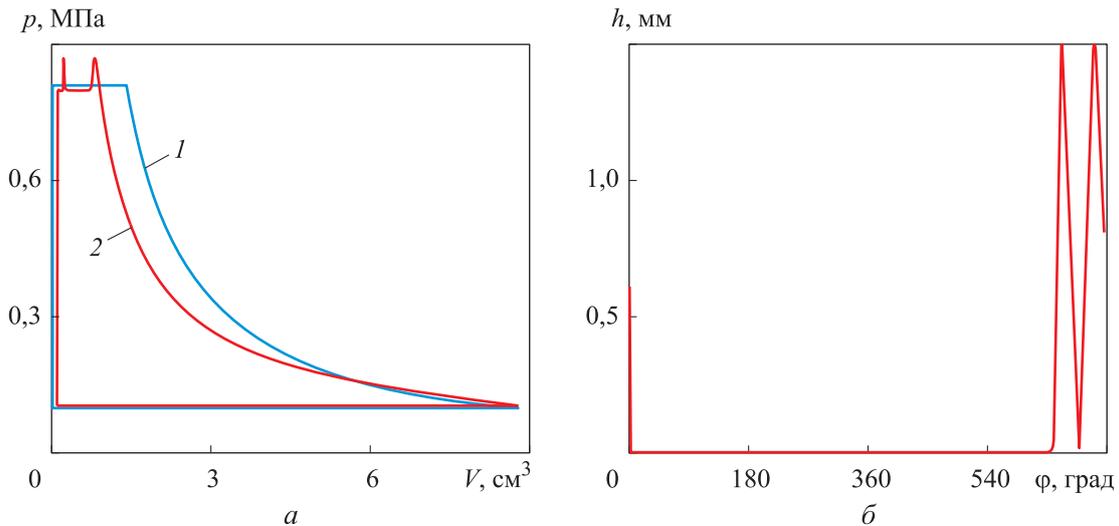


Рис. 4. Результаты моделирования запорного органа клапана:

а — индикаторная диаграмма (1 — идеальный процесс, 2 — данные математического моделирования);  
 б — диаграмма движения клапана

По результатам моделирования установлено, что при дальнейшем исследовании необходимо решить следующие задачи:

- более детальное моделирование процессов, происходящих в мертвом объеме с учетом расположения всасывающих и нагнетательных отверстий; это позволит рассмотреть вопросы, связанные с пережатием газа в замкнутой области и оптимизировать расположение всасывающих и нагнетательных отверстий;
- проведение серии экспериментальных исследований по изучению температурного состояния рабочих элементов ККР; это позволит более качественно моделировать параметры теплообмена, так как в данном случае нельзя использовать рекомендации для поршневого компрессора; в ходе экспериментальных исследований необходимо определить распределение температуры по поверхности элементов ККР, а также установить средние значения коэффициента теплоотдачи;
- моделирование работы клапана не как одномассовой системы, а как системы с распределенными параметрами, так как в большей части ККР использован лепестковый клапан.

## Выводы

1. Предложен метод расчета ККР на основе математического моделирования рабочего

процесса. Методика математического моделирования базируется на описании процесса изменения параметров газа с учетом утечек из рабочей полости и притечек в нее, теплообмена сжимаемой среды со стенками рабочей полости и полостями всасывания и нагнетания, а также с учетом динамики клапанов. Методика позволяет оценивать влияние различных факторов на эффективность ККР, получать информацию для оценки качества существующего или проектируемого изделия, а также разрабатывать более совершенную технику, используя различные методы оптимизации параметров.

2. Создаваемые ККР в целом имеют перспективные конструктивные и схемные решения для применения в малых холодильных установках различных объектов и кондиционерах, не требуют дорогостоящего специализированного технологического оборудования, технически реализуемы и при необходимости позволяют заменить широко используемые ККР зарубежного производства, осуществлять техническое обслуживание, модернизацию и ремонт холодильного оборудования.

3. Разработанный метод расчета ККР для холодильного и климатического оборудования имеет важное значение для российской промышленности.

## Литература

- [1] Кузнецов Л.Г., Кузнецов Ю.Л., Бураков А.В. и др. Повышение эффективности роторных компрессоров. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, т. 25, № 1, с. 101–110, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25110>
- [2] Прудников С.Н., Новгородская А.В., Белова О.В. и др. Методы совершенствования параметров ротационно-пластинчатых машин. *Главный механик*, 2023, № 10, с. 612–618, doi: <https://doi.org/10.33920/pro-2-2310-04>
- [3] Meng X., Qi Y., Sheng L. et al. Investigations on efficiency improvement of rolling piston type rotary compressor with a new-designed cylinder. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 222, art. 119920, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119920>
- [4] Пронин В.А., Кованов А.В., Цветков В.А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 2. Технологии и наука. *Вестник Международной академии холода*, 2023, № 2, с. 14–25, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25>
- [5] Хлумский В. *Ротационные компрессоры и вакуум-насосы*. Москва, Машиностроение, 1971. 128 с.
- [6] Хрусталеv Б.С. *Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, 1999. 377 с.
- [7] Прилуцкий И.К. *Разработка, исследование и создание поршневых компрессоров и детандеров для криогенной техники*. Дисс. ... док. тех. наук. Ленинград, ЛТИХП, 1991. 401 с.
- [8] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [9] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [10] Котлов А.А., Бураков А.В. Математическое моделирование работы мобильной компрессорной станции при проведении ремонта линейной части МПП. *Neftegaz.RU*, 2021, № 3, с. 32–35.
- [11] Шахов В.Г. *Термодинамика и теплотрансфер*. Самара, Изд-во Самарского ун-та, 2022. 164 с.
- [12] Юша В.Л., Бусаров С.С., Гуров А.А. и др. К вопросу об определении тепловых потоков при математическом моделировании рабочих процессов объемных компрессоров с нетрадиционной схемой проточной части. *Омский научный вестник*, 2013, № 3, с. 218–221.
- [13] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003. 840 с.
- [14] Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели. *Тр. ЛПИ им. М.И. Калинина*, 1953, № 2, с. 161–170.
- [15] Kotlov A.A. Influence of suction port parameters on integral characteristics of screw-type compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 425, art. 012014, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012014>
- [16] Котлов А.А., Хрусталеv Б.С. Математическая модель ротационного пластинчатого компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 2, с. 21–24.
- [17] Кудла Н.А., Бураков А.В., Хотский Р.Р. Создание перспективного компрессора для судовых холодильных установок. *Морской вестник*, 2023, № 4, с. 51–56.
- [18] Кудла Н.А., Бураков А.В. Выбор способа снижения трения в разрабатываемых для импортозамещения ротационных холодильных компрессорах. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2024, т. 8, № 2, с. 52–60, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-2-52-60>

## References

- [1] Kuznetsov L.G., Kuznetsov Yu.L., Burakov A.V. et al. Efficiency improvement of rotary compressors. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2019, vol. 25, no. 1, pp. 101–110, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.25110> (in Russ.).

- [2] Prudnikov S.N., Novgorodskaya A.V., Belova O.V. et al. Methods of improving the parameters of rotary-plate machines. *Glavnyy mekhanik* [Chief Mechanical Engineer], 2023, no. 10, pp. 612–618, doi: <https://doi.org/10.33920/pro-2-2310-04> (in Russ.).
- [3] Meng X., Qi Y., Sheng L. et al. Investigations on efficiency improvement of rolling piston type rotary compressor with a new-designed cylinder. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 222, art. 119920, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119920>
- [4] Pronin V.A., Kovanov A.V., Tsvetkov V.A. State of the art and prospects for refrigerating compressor industry. Part 2. Technology and science. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2023, no. 2, pp. 14–25, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25> (in Russ.).
- [5] Khlumskiy V. *Rotatsionnyye kompressory i vakuum-nasosy* [Rotary compressors and vacuum pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 128 p. (In Russ.).
- [6] Khrustalev B.S. *Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov v obemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya. Diss. dok. tekhn. nauk* [Mathematical modelling of working processes in volumetric compressors for the solution of problems of the automated design. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, 1999. 377 p. (In Russ.).
- [7] Prilutskiy I.K. *Razrabotka, issledovanie i sozдание porshnevnykh kompressorov i detanderov dlya kriogennoy tekhniki. Diss. dok. tekhn. nauk* [Development, research and creation of the reciprocating compressors and detanders for the cryogenic technique. Doc. tech. sci. diss.]. Leningrad, LTIKHP Publ., 1991. 401 p. (In Russ.).
- [8] Fotin B.S., ed. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [9] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. T. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [10] Kotlov A.A., Burakov A.V. Mathematical modelling of mobile compressor station operation during repair of IHP line section. *Neftegaz.RU*, 2021, no. 3, pp. 32–35. (In Russ.).
- [11] Shakhov V.G. *Termodinamika i teploperedacha* [Thermodynamics and heat transfer]. Samara, Izd-vo Samarskogo un-ta Publ., 2022. 164 p. (In Russ.).
- [12] Yusha V.L., Busarov S.S., Gurov A.A. et al. On definition of heat flow in mathematical simulation of operational processes with non-traditional volumetric compressor flow diagram. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2013, no. 3, pp. 218–221. (In Russ.).
- [13] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p. (In Russ.).
- [14] Zakharenko S.E. On problem of gas leaks through gaps. *Tr. LPI im. M.I. Kalinina*, 1953, no. 2, pp. 161–170. (In Russ.).
- [15] Kotlov A.A. Influence of suction port parameters on integral characteristics of screw-type compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 425, art. 012014, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012014>
- [16] Kotlov A.A., Khrustalev B.S. Rotary vane compressor mathematic model. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 2, pp. 21–24. (In Russ.).
- [17] Kudla N.A., Burakov A.V., Khotskiy R.R. Creation of a promising compressor for ship refrigeration units. *Morskoy vestnik*, 2023, no. 4, pp. 51–56. (In Russ.).
- [18] Kudla N.A., Burakov A.V. Selecting a method for reducing friction in rotary refrigeration compressors developed for import substitution. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2024, vol. 8, no. 2, pp. 52–60, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-2-52-60> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 29.12.2024

## Информация об авторах

**КУДЛА Наталия Александровна** — аспирант кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Института энергетики. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29); ведущий инженер, АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Б. Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: graf\_fi@rambler.ru).

**БУРАКОВ Александр Васильевич** — главный конструктор. АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Б. Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: burakovs@mail.ru).

**КОТЛОВ Андрей Аркадьевич** — кандидат технических наук, ведущий инженер. АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Б. Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: kotlov\_andrej@mail.ru).

**КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич** — доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор. АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Б. Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: office@compressor.spb.ru).

**МИХАЙЛОВА Екатерина Николаевна** — аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы». Университет ИТМО (191002, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Ломоносова, д. 9, e-mail: mikhaylova\_en@mail.ru).

## Information about the authors

**KUDLA Nataliya Aleksandrovna** — Postgraduate. Compressor, Vacuum and Refrigeration Engineering Department. Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya, Bldg. 29); Leading Engineer. Compressor JSC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Prospekt, Bldg. 64, e-mail: graf\_fi@rambler.ru).

**BURAKOV Aleksandr Vasilievich** — Chief Designer. Compressor JSC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Prospekt, Bldg. 64, e-mail: burakovs@mail.ru).

**KOTLOV Andrey Arkadievich** — Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer. Compressor JSC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Prospekt, Bldg. 64, e-mail: kotlov\_andrej@mail.ru).

**KUZNETSOV Leonid Grigorievich** — Doctor of Science (Eng.), Professor. General Designer. Compressor JSC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Prospekt, Bldg. 64, e-mail: office@compressor.spb.ru).

**MIKHAYLOVA Ekaterina Nikolaevna** — Postgraduate, Educational center Energy-efficient engineering systems. ITMO University (191002, Saint Petersburg, Russian Federation, Lomonosova St., Bldg. 9, e-mail: mikhaylova\_en@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кудла Н.А., Бураков А.В., Котлов А.А., Кузнецов Л.Г., Михайлова Е.Н. Разработка метода расчета ротационных компрессоров для холодильного и климатического оборудования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 11, с. 79–89.

### Please cite this article in English as:

Kudla N.A., Burakov A.V., Kotlov A.A., Kuznetsov L.G., Mikhaylova E.N. Development of a method for calculating rotary compressors for refrigeration and air conditioning equipment. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 11, pp. 79–89.