

**На правах рукописи**  
**УДК 621.5.041; 621.514**

**Борисенко Артем Витальевич**

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО  
КОМПРЕССОРА С СЕКТОРНЫМИ ПОРШНЯМИ**

**Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты, процессы холодильной и  
криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения**

**АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**Москва – 2020**

Работа выполнена на кафедре холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент  
МГТУ им. Н.Э. Баумана  
**Колосов Михаил Анатольевич**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Бабакин Борис Сергеевич**  
ФГБОУ ВО МГУПП,  
кафедра инженерии процессов, аппаратов,  
холодильной техники и технологии

кандидат технических наук  
**Котлов Андрей Аркадьевич**  
ФГАОУ ВО СПбПУ, старший научный  
сотрудник Научно-исследовательской  
лаборатории «Газовая динамика турбомашин»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский политехнический  
университет» (Московский Политех)

Защита состоится «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ года в \_\_\_\_\_ на заседании  
Диссертационного совета Д 212.141.16 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу:  
105005, г. Москва, Лефортовская наб., д.1, корпус «Энергомашиностроение»,  
3 этаж, Конференц-зал кафедры холодильной, криогенной техники, систем  
кондиционирования и жизнеобеспечения.

С диссертацией до защиты можно ознакомиться в библиотеке  
МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба  
направлять по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-ая Бауманская, д.5., ученому  
секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.141.16  
кандидат технических наук, доцент

О.В. Белова

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность работы

Эффективность работы холодильных машин во многом зависит от эффективности и надёжности работы компрессора в их составе. Компрессоры являются основными потребителями электроэнергии в подавляющем большинстве типов холодильных и криогенных машин. Повышение эффективности их работы особенно актуально для холодильных машин малой и средней холодопроизводительности. Такие холодильные машины являются самым массовым видом подобной продукции, но на сегодня они имеют очень низкую степень совершенства, их энергетический КПД составляет от 10 до 20 %.

Сегодня в РФ массовое производство бытовой холодильной техники не обеспечивается отечественными компрессорами. В работе представлены результаты экспериментального и численного исследования перспективного роторного компрессора с секторными поршнями (РКСП), который может найти применение в бытовых и полупромышленных холодильных машинах. Разработка и организация производства холодильных машин на базе предлагаемой инновационной конструкции компрессора могло бы повысить показатели энергетической эффективности отечественных холодильников и обеспечило бы коммерческие предпосылки для роста этого сектора компрессоростроения.

Компрессоры относятся к массовым видам продукции и находят широкое применение в различных отраслях промышленности. В зависимости от уровня развития промышленности страны, на компримирование газов расходуется от 15 % до 40 % всей вырабатываемой в стране электроэнергии. Каждый тип компрессора имеет предпочтительную область эффективного его применения.

Современные поршневые компрессоры сегодня во многом достигли предела своего совершенства, и поэтому не следует ожидать значительного роста их эффективности. Центробежные и осевые машины применяются на большие производительности, но уступают другим типам машин по степени повышения давления в одной ступени и не эффективны на малых расходах.

Компрессор предлагаемой конструкции, являясь роторной машиной, во многом объединяет достоинства этих двух типов компрессоров за счёт уравновешенности, отсутствия возвратно-поступательного движения, компактности, отсутствия клапанов и т.п.

**Объект исследования** – перспективный роторный холодильный компрессор с секторными поршнями.

**Предмет исследования** – процессы сжатия, тепло- и массопереноса, протекающие в рабочей полости холодильного компрессора с секторными поршнями и их влияние на характеристики холодильных машин.

### Цель работы

Создание нового типа роторного компрессора – с секторными поршнями, его исследование с целью повышения эффективности и изучения возможности применения в бытовых и полупромышленных холодильных и компрессорных установках.

## **Основные задачи**

1. Разработка математической модели процессов, происходящих в рабочей полости РКСП и методика определения на её основе расчётных показателей эффективности холодильных машин с компрессором подобного типа.
2. Разработка и изготовление экспериментального образца РКСП и испытательного стенда для натурного исследования его характеристик.
3. Проведение серии экспериментов по определению показателей эффективности экспериментального образца компрессора в зависимости от режимов его работы, оценка адекватности созданной математической модели реальным физическим процессам в машине.
4. Проведение на базе разработанной и верифицированной математической модели вычислительного эксперимента по определению показателей эффективности РКСП на различных рабочих телах (воздух и хладагент R134a) и оценка области эффективного применения его в холодильных машинах.
5. Исследование потерь мощности от неравновесного регенеративного теплообмена газа со стенками рабочей полости в компрессорах на примере РКСП с использованием метода энтропийного анализа.
6. Анализ и обобщение полученных результатов, сравнение их с имеющимися данными и формирование практических рекомендаций по улучшению характеристик и практическому применению РКСП.

## **Научная новизна**

1. Разработана математическая модель процессов, протекающих в рабочей полости нового типа роторного компрессора, и методика расчёта и исследования рабочих параметров и показателей эффективности как самого компрессора, так и холодильной машины на его базе.
2. Разработан алгоритм решения математической модели и компьютерная программа, позволяющая моделировать рабочие процессы в РКСП.
3. Получены и аналитически обработаны экспериментальные зависимости коэффициента подачи и КПД опытного образца компрессора от режимных параметров (частоты вращения ротора и степени повышения давления), которые существенно влияют на объемную подачу подобных машин.
4. Впервые описан процесс формирования потерь от неравновесного регенеративного теплообмена в компрессорах с негармоническими колебаниями температуры в процессе сжатия, и методом энтропийного анализа рассчитаны потери, связанные только с влиянием данного фактора.

## **Практическая значимость**

1. Создан экспериментальный образец компрессора нового типа, сочетающий роторный привод с достоинствами поршневого принципа сжатия, и стенд для его испытания.
2. Результаты экспериментального исследования опытного образца нового типа роторного компрессора – с секторными поршнями.
3. Выполнено исследование на верифицированной модели РКСП значений коэффициента подачи и КПД подобного компрессора:
  - при работе на воздухе при частотах вращения ротора от 200 до 550 мин<sup>-1</sup> и при степенях повышения давления от 2 до 3;

- при работе на хладагенте R134a при частотах вращения ротора от 300 до 500 мин<sup>-1</sup> и при степенях повышения давления от 3,5 до 7,6, что соответствует температурам кипения от минус 20 до 0 °C.

4. Вычислительный эксперимент показал возможность эффективного применения подобных компрессоров в составе холодильных машин малой и средней холодопроизводительности и в составе компрессорных установок.

5. На основании натурных испытаний и компьютерного моделирования были выработаны рекомендации по эффективному применению подобных компрессоров в холодильной и газовой отраслях.

### **Внедрение результатов работы**

Результаты работы применены в ООО «ФАСТ ИНЖИНИРИНГ».

Созданный экспериментальный стенд внедрён в учебный процесс кафедры «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана для проведения лабораторных работ по курсу «Низкотемпературные объёмные машины».

### **Достоверность и обоснованность полученных результатов**

Достоверность полученных экспериментальных данных обеспечивается применением аттестованных измерительных приборов и апробированных методик измерения. Основные уравнения, используемые в математической модели, базируются только на фундаментальных законах термодинамики. Численное решение математической модели выполнено методом Рунге – Кутты четвёртого порядка, реализованным на ЭВМ. Результаты численного моделирования (погрешность которых не более ± 3,6 %) хорошо согласуются с результатами экспериментального исследования опытного образца РКСП (погрешность экспериментов не превышала 9,1 %).

### **На защиту выносятся:**

1. Разработанная математическая модель и метод оценки эффективности РКСП при переменных внешних параметрах: частоты вращения ротора, степени повышения давления, свойств рабочих тел, технологических параметров конструкции и т.д.

2. Результаты натурного исследования экспериментального образца РКСП на воздухе и результаты верификации математической модели на основе этого исследования.

3. Результаты вычислительного эксперимента по определению коэффициента подачи, КПД, потерь мощности от неравновесного регенеративного теплообмена в РКСП на воздухе и хладагенте R134a при технологически обоснованных значениях допусков на детали конструкции и механического КПД.

4. Рекомендации по повышению эффективности бытовых холодильников и компрессорных установок за счёт внедрения РКСП и предложения по дальнейшему совершенствованию конструкции подобных компрессоров.

### **Апробация работы**

Основные положения и результаты работы были представлены на:

- IX Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России» (Москва, 2016);

- научно-практической конференции «Школа молодых ученых имени профессора И.М. Калнина» (Москва, 2017);

- научно-практической конференции с международным участием «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» (Москва, 2018);

### **Личный вклад автора**

Автор лично сконструировал и участвовал в изготовлении опытного образца РКСП, спроектировал и собрал экспериментальный стенд для исследования характеристик компрессора и провел все испытания. Автором также была разработана математическая модель и алгоритм расчёта процессов в рабочей полости компрессора, обобщены полученные результаты, написаны и опубликованы статьи по теме диссертации.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 8 научных работ, в том числе 6 в рецензируемых изданиях, рекомендуемых ВАК РФ.

### **Структура и объем диссертации**

Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов и заключения, списка литературы, приложения и содержит 175 страниц текста, 71 рисунок, 12 таблиц и список литературы из 104 наименований.

### **Соответствие паспорту специальности**

В работе исследуется роторный компрессор новой конструкции и перспективы его применения для компримирования рабочих тел (хладагентов) холодильных машин малой и средней холодопроизводительности, процессы сжатия в рабочих полостях компрессора с учётом тепло- и массопереноса. Тема работы полностью соответствует п.1 и 3 паспорта специальности 05.04.03. – «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения».

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Первая глава** носит обзорно-постановочный характер и состоит из трёх разделов. В разделе 1.1 описаны современные области применения объёмных компрессоров и перспективы повышения эффективности холодильных машин за счёт внедрения роторных компрессоров новых конструкций. Для этого проведён сравнительный анализ компрессоров различного типа, их достоинств и недостатков при применении как в холодильной технике, так и для компримирования газов.

Поршневые компрессоры сегодня практически достигли предела своего совершенства. Несмотря на свои преимущества (большие степени повышения давления в одной ступени) и новые решения по снижению негативных качеств машин этого типа (неуравновешенность привода, вибрации, наличие клапанов и т.д.), они сегодня активно замещаются роторными и турбо-компрессорами.

В настоящее время роторные компрессоры широко стали применяться в составе холодильных машин. Одним из таких типов является винтовой компрессор. Достоинствами данной машины являются: компактность, отсутствие клапанов, уравновешенность роторов и низкая вибрация, высокая

равномерность подачи газа и т.п. Однако такие машины имеют низкие показатели эффективности на малых производительностях, а для изготовления роторов и ремонта таких компрессоров требуется дорогостоящее оборудование.

Далее проанализированы достоинства и недостатки спирального и роторно-поршневого (эпирохондного) компрессора. Рассмотрены различные варианты конструкций и проанализированы характеристики роторно-пластинчатого компрессора, являющегося более технологичной в изготовлении машиной, чем вышеуказанные роторные машины. Основные недостатки роторно-пластинчатого компрессора – это значительные потери на трение и большие торцевые и радиальные перетечки рабочего тела. В зарубежных публикациях известны роторно-пластинчатые компрессоры с вращающимися гильзами (RSSVR и RSMVR), в которых потери мощности на трение снижены на 82 % по сравнению с обычными пластинчатыми компрессорами.

В разделе 1.2 представлена перспективная схема и описан принцип работы роторного холодильного компрессора с секторными поршнями (встречающаяся также в публикациях как «компрессор Астановского»). Особенностью данной конструкции является сочетание поршневого принципа сжатия рабочего тела с роторным типом привода. Представленная конструкция по сравнению с поршневыми компрессорами имеет более равномерную подачу газа, лучшую уравновешенность, большую компактность, в ней отсутствуют клапаны. Конструкция более технологична в изготовлении, чем винтовые и спиральные машины, а по сравнению с роторно-пластинчатым компрессором ожидается большая надёжность и меньшие значения перетечек рабочего тела.

В разделе 1.3 на основании проведённого литературного обзора подтверждена актуальность цели и сформулированы основные задачи исследования.

**Во второй главе** разработана математическая модель роторного компрессора с секторными поршнями, базирующаяся на описании процессов в его рабочей полости и приведена методика определения его характеристик.

Раздел 2.1 посвящён созданию математической модели процессов, протекающих в РКСП. Для этого выведена зависимость объёма рабочей полости  $V$  от угла поворота ротора  $\theta$ :

$$V(\theta) = \frac{1}{2}abD_{cp}\left(\frac{2\pi}{m}\gamma + \arcsin\left(\varepsilon \sin\left(\theta - \frac{\pi}{m}\right)\right) - \arcsin\left(\varepsilon \sin\left(\theta + \frac{\pi}{m}\right)\right)\right), \quad (1)$$

где  $a$  – высота поршня, м;  $b$  – длина поршня, м;  $D_{cp}$  – средний диаметр рабочей полости, м;  $m$  – число поршней;  $\gamma$  – угловая ширина поршня, рад;  $\varepsilon$  – приведённый к среднему радиусу рабочей полости эксцентрикитет.

В качестве контрольного объёма рассматривается объём, заключенный между двумя соседними поршнями. Ниже показаны массовые (Рисунок 1) и энергетические (Рисунок 2) потоки в контрольном объёме. Потоки, направленные к контрольному объему, обозначены верхним индексом «(1)», а потоки, направленные из контрольного объема – индексом «(2)». Математическая модель компрессора включает зависимости для расчёта процессов всасывания, нагнетания, перетечек между рабочими полостями и утечек в картер, которые учитывают как особенности конструкции (рабочие

зазоры, трение и т.п.), так и режимные условия (перепады давления, температуру и т.п.). Существенную роль на эффективность работы компрессора оказывают процессы теплопереноса между газом и элементами рабочей полости компрессора, внешнее охлаждение, регенеративный процесс и т.п.

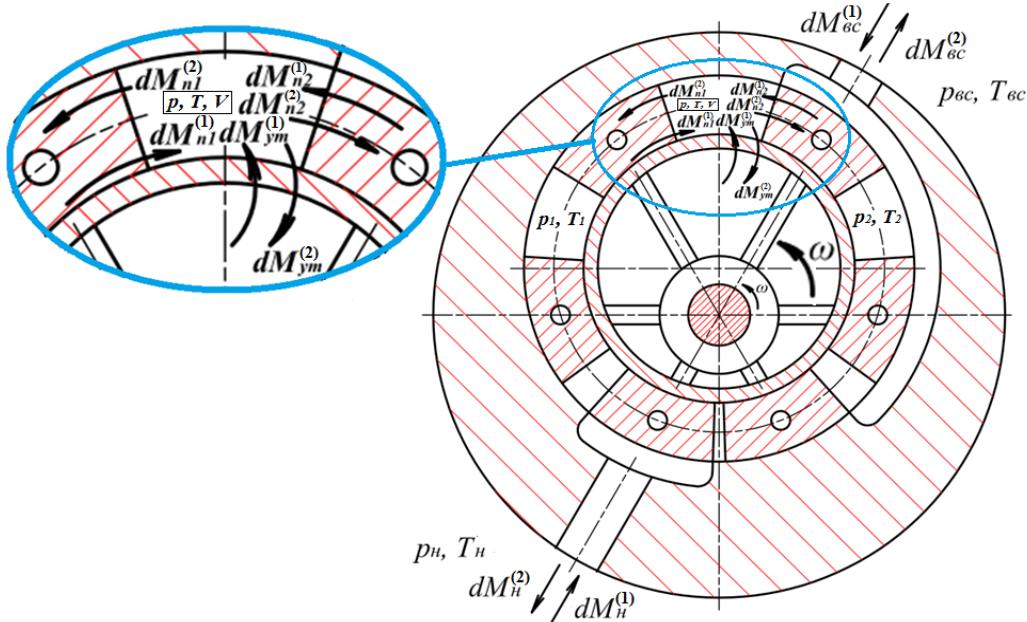


Рисунок 1. Массовые потоки в контрольном объёме:

$dM_{6c}$  – на всасывании;  $dM_n$  – на нагнетании;  $dM_{ym}$  – утечки в картере;  
 $dM_{n1}$  и  $dM_{n2}$  – перетечки в соседние рабочие полости;  $p_{6c}$ ,  $T_{6c}$  и  $p_n$ ,  $T_n$  – давление и температура в патрубках всасывания и нагнетания соответственно;  
 $p_1$ ,  $T_1$  и  $p_2$ ,  $T_2$  – давление и температура в соседних рабочих полостях

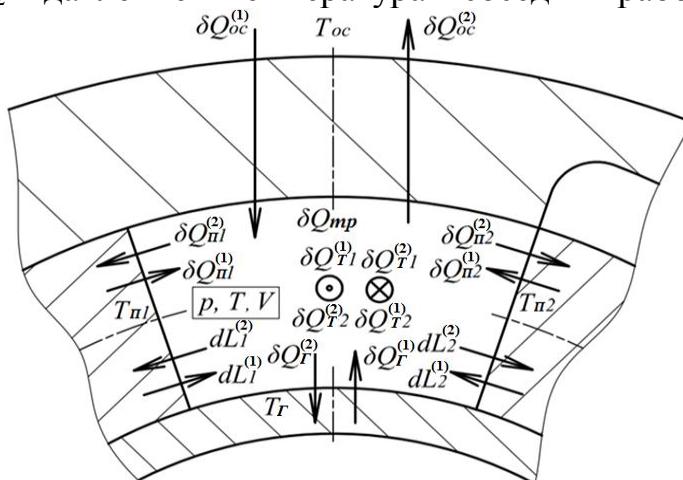


Рисунок 2. Энергетические потоки в контрольном объёме:

$\delta Q_{oc}$  – теплообмен с окружающей средой;  $\delta Q_{p1}$  и  $\delta Q_{p2}$  – теплообмен с поршнями;  $\delta Q_{T1}$  и  $\delta Q_{T2}$  – теплообмен с приводными дисками;  $\delta Q_{Г}$  – теплообмен с гильзой;  $\delta Q_{mp}$  – теплота трения;  $dL_1$  и  $dL_2$  – элементарная работа поршней над газом;  $p$ ,  $T$ ,  $V$  – давление, температура и объем газа в контрольном объеме;  $T_{p1}$  и  $T_{p2}$  – температура поршней;  $T_{Г}$  – температура гильзы

При создании математической модели был принят ряд допущений: рабочий газ – однородная гомогенная среда без примесей масла и влаги, теплофизические параметры которого описываются уравнением состояния с

коэффициентом сжимаемости; время релаксации параметров газа бесконечно мало; давление всасывания и нагнетания, а также частота вращения ротора постоянны; окна всасывания и нагнетания открываются мгновенно; теплота трения полностью воспринимается рабочим телом; теплообмен газа с элементами рабочей полости описывается уравнением Ньютона – Рихмана, коэффициент теплоотдачи которого вычисляется по формуле Прилуцкого – Фотина; массовые потоки определяются по уравнению Сен-Венана – Ванцеля; влияние кинетической и потенциальной энергии втекающих потоков пренебрежимо мало.

На базе уравнений состояния газа в дифференциальной форме и первого начала термодинамики для открытой системы выведена система дифференциальных уравнений, описывающих процессы в рабочей полости РКСП:

$$\begin{cases} \frac{dT(\theta)}{d\theta} = \frac{\xi T(\theta)(k-1)}{\omega p(\theta)V(\theta)} \left[ \omega \frac{\sum_i \delta Q_i(\theta)}{d\theta} - \omega p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} + G_{ec}(\theta) \left( h_{ec}(\theta) - \frac{h(\theta)}{k} \right) - \right. \\ \left. - G_h(\theta) \left( h_h(\theta) - \frac{h(\theta)}{k} \right) - \sum_j G_{nij}(\theta) \left( h_{nij}(\theta) - \frac{h(\theta)}{k} \right) \right]; \\ \frac{dp(\theta)}{d\theta} = \frac{\xi(k-1)}{\omega V(\theta)} \left[ \omega \frac{\sum_i \delta Q_i(\theta)}{d\theta} - \frac{k}{k-1} \omega p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} + G_{ec}(\theta) h_{ec}(\theta) - \right. \\ \left. - G_h(\theta) h_h(\theta) - \sum_j G_{nij}(\theta) h_{nij}(\theta) \right] \end{cases} \quad (2)$$

где  $p$  – давление газа, Па;  $T$  – температура газа, К;  $V$  – объём,  $\text{м}^3$ ;  $k$  – показатель адиабаты;  $\xi$  – коэффициент сжимаемости;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;  $h$  – удельная энталпия газа, Дж/кг;  $G$  – массовые потоки газа в контролльном объёме, кг/с;  $\sum_i \delta Q_i(\theta)$  – сумма тепловых потоков к газу, Дж:

$$\sum_i \delta Q_i(\theta) = \delta Q_{oc}(\theta) + \delta Q_{T1}(\theta) + \delta Q_{T2}(\theta) + \delta Q_{P1}(\theta) + \delta Q_{P2}(\theta) + \delta Q_{\Gamma}(\theta) + \delta Q_{mp}, \quad (3)$$

где  $\delta Q_{oc}$  – теплоотвод в окружающую среду;  $\delta Q_{T1}$  и  $\delta Q_{T2}$  – теплоприток от торцевых приводных дисков;  $\delta Q_{P1}$  и  $\delta Q_{P2}$  – теплоприток с поверхности впереди и сзади движущихся поршней;  $\delta Q_{\Gamma}$  – теплоприток от гильзы;  $\delta Q_{mp}$  – теплота трения. Решение системы (2) осуществляется численным методом Рунге – Кутты четвёртого порядка в программе MathCAD-15.

После определения зависимостей параметров газа от угла ( $p(\theta)$  и  $T(\theta)$ ) рассчитываются показатели эффективности: коэффициент подачи и изотермический индикаторный (внутренний) КПД. Коэффициент подачи описывается как отношение расхода газа на нагнетании, приведённого к условиям на всасывании, к описанному объёму компрессора:

$$\lambda = \frac{1}{\omega \rho_{ec} (V(\pi) - V(0))} \int_0^{2\pi} G_h(\theta) d\theta, \quad (4)$$

где  $\rho_{ec}$  – плотность газа на всасывании,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $G_h$  – массовый расход газа на нагнетании,  $\text{кг}/\text{с}$ . Изотермический индикаторный КПД определяется как отношение мощности изотермического сжатия к индикаторной мощности компрессора:

$$\eta_{uz.und} = - \frac{p_{sc} \ln \left( \frac{p_h}{p_{sc}} \right) \int_0^{2\pi} G_h(\theta) d\theta}{\omega \rho_{sc} \int_0^{2\pi} p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} d\theta}, \quad (5)$$

где  $p_{sc}$  и  $p_h$  – абсолютные давление всасывания и нагнетания соответственно, Па;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора,  $\text{с}^{-1}$ .

В разделе 2.2 проведён анализ потерь мощности от неравновесного регенеративного теплообмена (НРТ). В любой тепловой машине, в том числе и компрессоре, происходит циклический регенеративный теплообмен рабочего тела со стенками рабочей полости (Рисунок 3), причем этот процесс является неравновесным, т.к. протекает с конечной разностью температур. Газ с высокой температурой отдаёт теплоту стенке, а принимает это же количество теплоты при более низкой температуре, поэтому за цикл генерируется энтропия  $\Delta S_{HPT}$  (Рисунок 4).

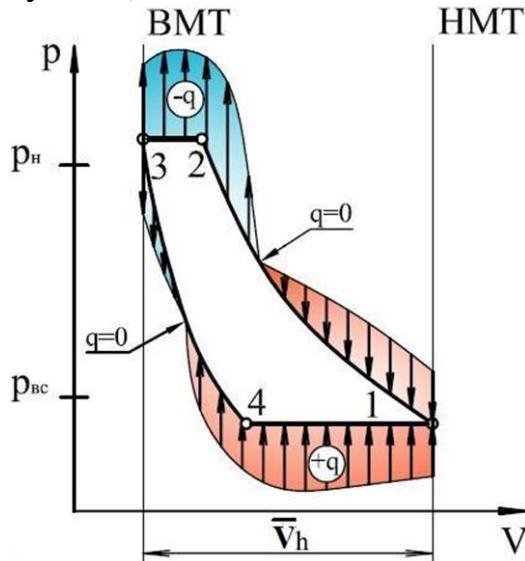


Рисунок 3. Схематизированная индикаторная диаграмма компрессора с условным изображением направления тепловых потоков

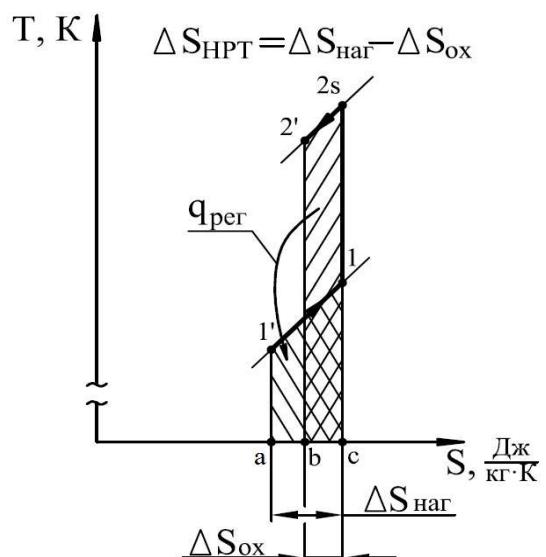


Рисунок 4. Механизм генерации энтропии при НРТ:  $\Delta S_{nag}$  и  $\Delta S_{ox}$  – изменение энтропии при нагреве и охлаждении газа соответственно

В современных и аналитических методиках расчёта отдельно не выделяют потери от НРТ. Эти потери косвенно отражаются в коэффициентах подачи  $\lambda_o$  и  $\lambda_m$ , величине показателя политропы в начале сжатия. На базе универсальной теоремы Гюи – Стодолы получено выражение для определения потерь мощности от НРТ для РКСП:

$$\Delta N_{HPT} = \frac{m T_{oc}}{2\pi} \int_0^{2\pi} \alpha_i(\theta) \sum_{i=1}^N \left( F_{ci}(\theta) (T(\theta) - \bar{T}_{ci}) \left( \frac{1}{\bar{T}_{ci}} - \frac{1}{T(\theta)} \right) \right) d\theta, \quad (6)$$

где  $\alpha_i$  – коэффициент теплоотдачи на стенках рабочей полости,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ;  $F_{ci}$  – площадь  $i$ -й внутренней стенки рабочей полости из  $N$  участвующих в НРТ,  $\text{м}^2$ ;  $\bar{T}_{ci}$  – её средняя температура, вычисленная с учётом равенства переданной за цикл теплоты к стенке и к газу, К;  $T_{oc}$  – температура окружающей среды, К.

Относительные потери мощности от НРТ определяются как отношение абсолютных потерь от НРТ (6) к индикаторной мощности компрессора  $N_{инд}$ :

$$\Delta\eta_{HPT} = \frac{\Delta N_{HPT}}{N_{инд}} \quad (7)$$

**Третья глава** посвящена экспериментальной верификации созданной математической модели. В разделе 3.1 описана конструкция экспериментального образца РКСП и испытательного стенда (Рисунок 5, 6).

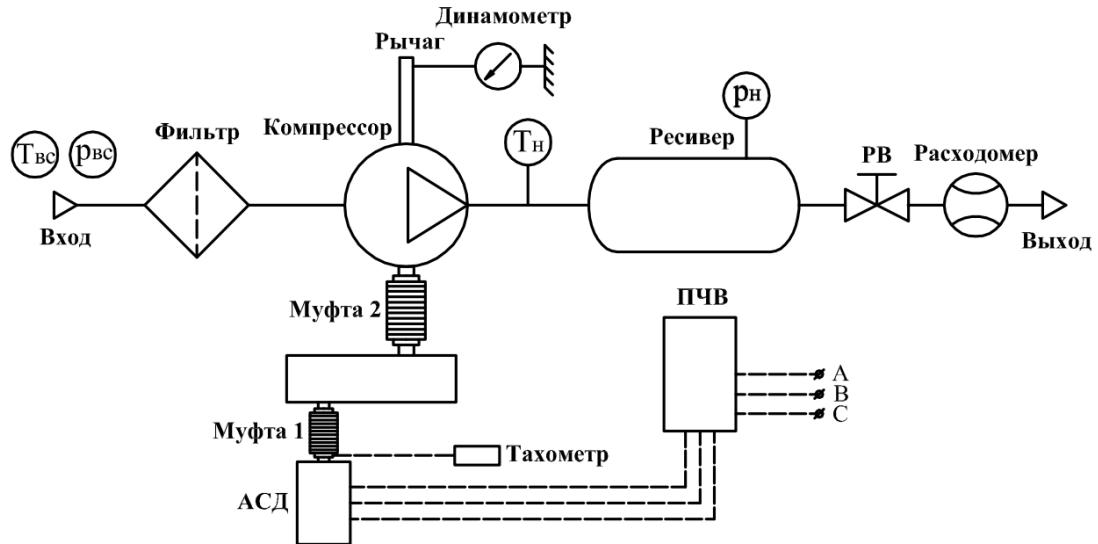


Рисунок 5. Схема испытательного стенда

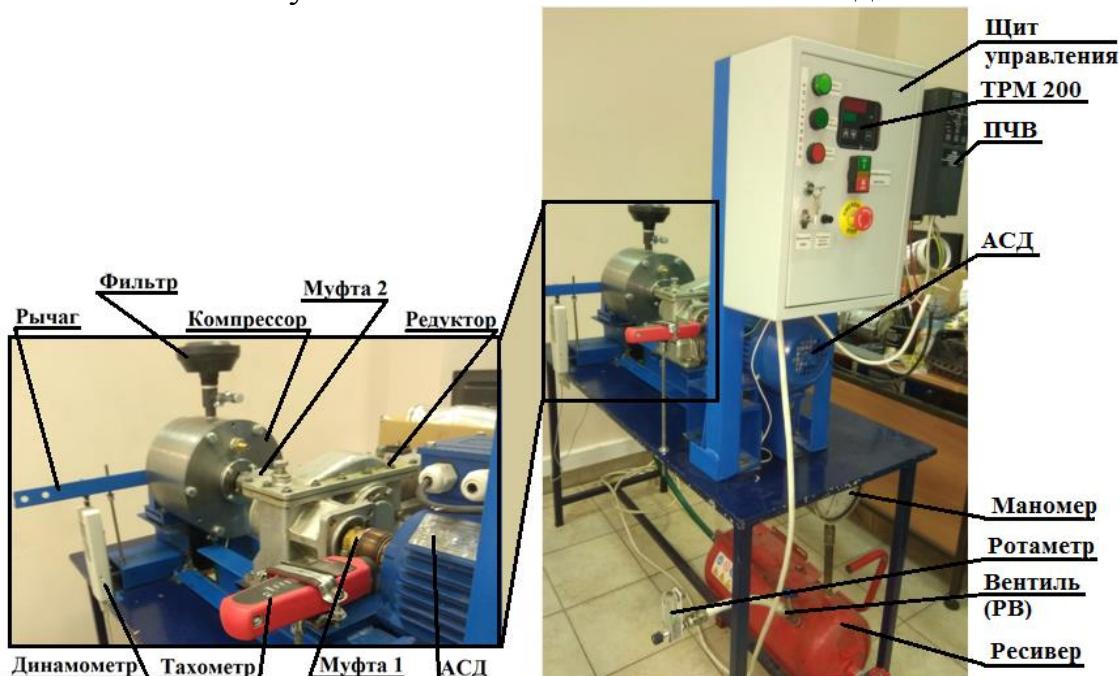


Рисунок 6. Общий вид испытательного стенда

Экспериментальный образец РКСП, имеющий описанный объем 174 см<sup>3</sup> за один оборот закреплялся по принципу «мотор-весы» на вращающейся ступице, привод осуществлялся от асинхронного электродвигателя АИР80В2 с синхронной частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup> (50 Гц) посредством редуктора с передаточным отношением 1:5,529 и двух сильфонных муфт. Частота

регулировалась частотным преобразователем «ОВЕН» ПЧВ103-4К0-В и контролировалась лазерным тахометром. Момент на валу замерялся лабораторным динамометром «ZHIQU HP-100» посредством рычага длиной  $L_p = 262$  мм. Давление на нагнетании регулировалось сальниковым вентилем и контролировалось образцовым манометром. Расход газа замерялся поплавковым ротаметром LZT-08A04M-V. Температура окружающей среды и нагнетания измерялась платиновыми термометрами сопротивления Pt 100 в комплексе с преобразователем «ОВЕН» TPM 200. Атмосферное давление фиксировалось барометром-анероидом МД-49-2.

В разделе 3.2 представлены результаты экспериментального исследования потерь мощности на трение в экспериментальном образце РКСП. Для этого на «разгруженных» режимах работы компрессора замерялся момент от сил трения на корпусе компрессора, который линейно зависит от центробежной силы, т.е. от квадрата частоты вращения ротора. Мощность трения равна произведению момента сил на угловую скорость, и поэтому её зависимость от частоты вращения описывалась полиномом третьей степени (Рисунок 7). На базе проведённых исследований была получена эмпирическая зависимость потерь мощности на трение  $N_{mp}$ , Вт, от частоты вращения ротора  $n$ , мин<sup>-1</sup>:

$$N_{mp}(n) = 28\left(\frac{n}{60}\right) + 5,93\left(\frac{n}{60}\right)^3 \quad (8)$$

Раздел 3.3 посвящён определению эквивалентных торцевых и радиальных зазоров в экспериментальном образце РКСП, определяющих потери производительности машины вследствие утечек газа в картер и перетечек на всасывание. Для этого ротор компрессора стопорился на угле поворота 30° к ВМТ, на нагнетании поддерживалось постоянное давление  $p_{nn}$ , и считалось время наполнения мягкого газгольдера известного объёма, присоединённого к патрубку всасывания и картеру компрессора. Давление  $p_{nn}$  контролировалось манометром и изменялось от 0,05 кгс/см<sup>2</sup> (4,90·10<sup>-3</sup> МПа) до 0,4 кгс/см<sup>2</sup> (3,92·10<sup>-2</sup> МПа). По модели утечек и перетечек, базирующейся на уравнении Стодолы для докритического истечения газа, определялась величина эквивалентных торцевых и радиальных зазоров (Рисунок 8).

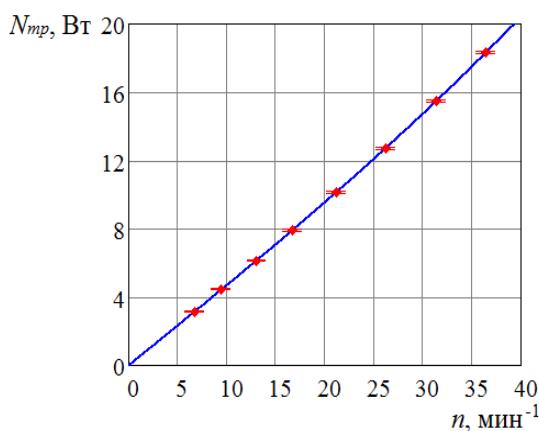


Рисунок 7. Зависимость потерь мощности на трение  $N_{mp}$  от частоты вращения вала  $n$

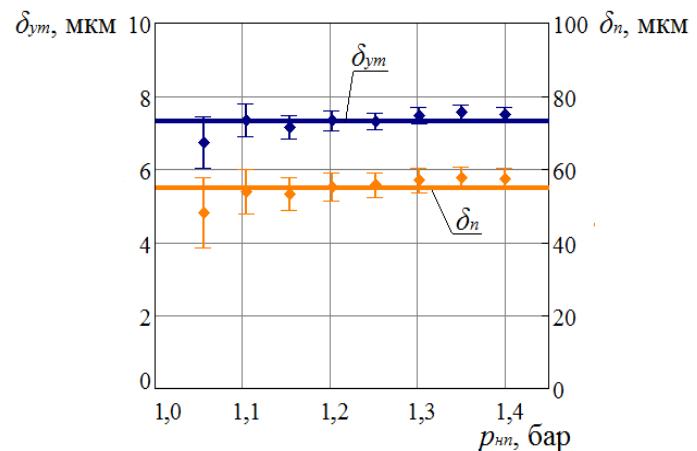


Рисунок 8. Значения эквивалентных торцевых и радиальных зазоров

Эквивалентный торцевой зазор составил:  $\delta_{ym} = (7,3 \pm 0,4)$  мкм; радиальный зазор:  $\delta_n = (55 \pm 5)$  мкм.

В разделе 3.4 представлен метод и результаты испытаний экспериментального образца РКСП на воздухе. В процессе испытаний при постоянной частоте вращения  $n$  и при переменном давлении нагнетания  $p_n$  измерялись: крутящий момент на мотор-весах по усилию на рычаге  $F_p$ ; объёмная подача  $V_e$  и температура нагнетания  $T_n$ . Была выполнена оценка погрешности эксперимента. Ниже приведены графики экспериментальных (точки) и расчётных (кривые) величин коэффициента подачи  $\lambda$  (Рисунок 9) и изотермического индикаторного КПД  $\eta_{из.инд}$  (Рисунок 10) в зависимости от частоты вращения ротора и степени повышения давления.

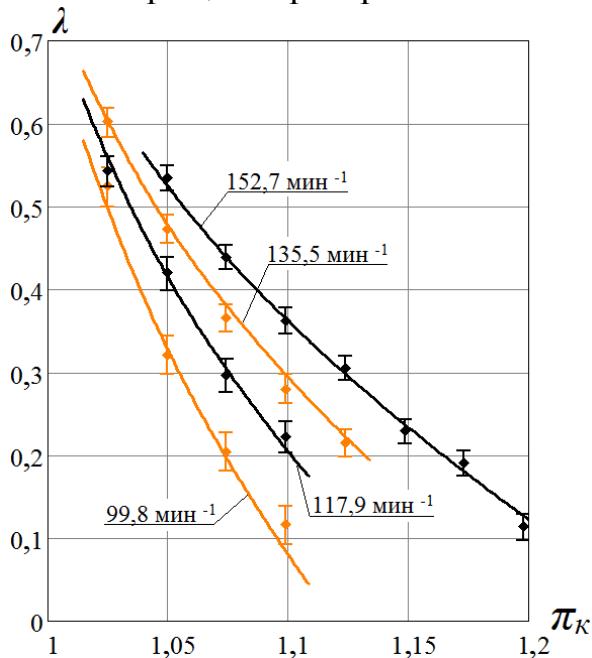


Рисунок 9. Коэффициент подачи

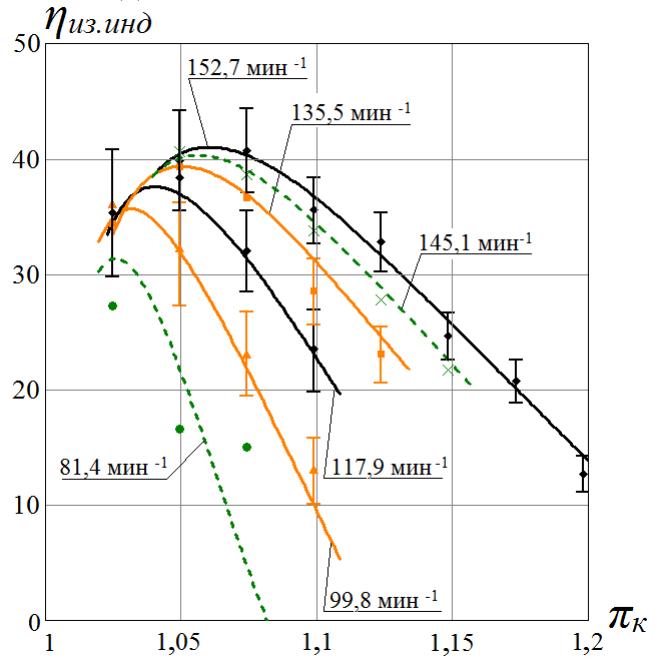


Рисунок 10. Изотермический индикаторный КПД

Максимум изотермического индикаторного КПД на воздухе составил 40,8 % при степени повышения давления 1,074 и частоте 152,7 мин<sup>-1</sup> (2,55 Гц). При этом расхождение экспериментального и теоретического значения составило менее 1,1 %. В области значений индикаторного КПД более 30 % при погрешности эксперимента 9,1 % расхождение теоретического и экспериментального значения составило менее 3,6 %, что говорит об адекватности разработанной математической модели. Максимальному значению КПД соответствует коэффициент подачи 0,44, расхождение экспериментальных и теоретических данных составляет менее 0,4 % при погрешности эксперимента 3,5 %.

Испытания показали, что с ростом частоты вращения наблюдается стабильная тенденция к повышению максимального значения  $\eta_{из.инд}$  и смещения максимума в сторону большей степени повышения давления, т.к. снижается относительное влияние утечек и перетечек. Однако по мере увеличения частоты рост КПД замедлялся, а дальнейшее её увеличение свыше 152,7 мин<sup>-1</sup> приводило к изменению КПД не более чем на 1 %. Вместе с этим при

увеличении частоты возрастали потери на трение, что увеличивало подогрев газа и влияло на снижение КПД. Поэтому для увеличения КПД компрессора подобной конструкции следует минимизировать торцевые и радиальные зазоры, ориентируясь на значения последних, характерные современному уровню развития технологий машиностроения, и снижать трение в узлах РКСП путём улучшения смазки его деталей, например, используя принудительную смазку или применения маслозаполненной конструкции.

**Четвёртая глава** посвящена вычислительному эксперименту по определению показателей эффективности роторного компрессора с секторными поршнями при технологически обоснованном уровне допусков на размеры и зазоры в конструкции и при проведении дополнительных мероприятий по улучшению смазки механизмов компрессора. Выполнено моделирование работы РКСП с теми же основными геометрическими размерами, что и у экспериментального образца (в том числе с неизменным положением окон всасывания и нагнетания на воздухе) и с изменённым положением окон всасывания и нагнетания (соответствующим необходимой степени сжатия в холодильном компрессоре на хладагенте R134a), но с торцевым зазором  $\delta_{ym} = 2$  мкм, радиальным  $\delta_n = 5$  мкм и механическим КПД  $\eta_{mech} = 0,9$ , соответствующим современному уровню компрессоростроения.

В разделе 4.1 приведены результаты численного моделирования работы РКСП с геометрической степенью сжатия  $\varepsilon_e = 1,92$  при сжатии воздуха: зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  (Рисунок 11) и изотермического КПД  $\eta_{iz}$  (Рисунок 12) от степени повышения давления  $\pi_k$ . Давление нагнетания изменялось от 2 до 3 бар (от 0,2 до 0,3 МПа) с шагом 0,25 бар (0,025 МПа), частота вращения изменялась от 200 до 550 мин<sup>-1</sup> (от 3,33 до 9,17 Гц).

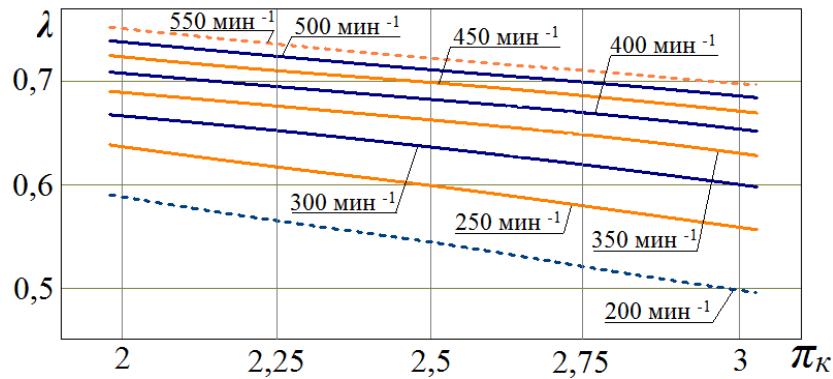


Рисунок 11. Расчёчная зависимость коэффициента подачи РКСП

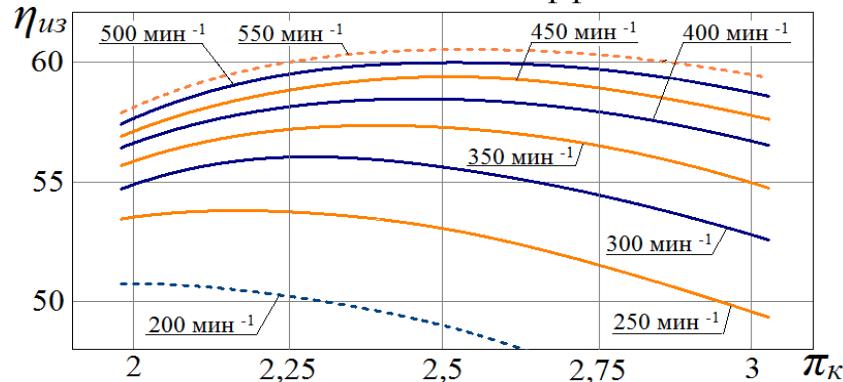


Рисунок 12. Расчёчная зависимость изотермического КПД РКСП

При увеличении частоты от 200 до 400 мин<sup>-1</sup> происходит быстрый рост максимума изотермического КПД и смещение его в сторону большей степени повышения давления, однако далее скорость смещения значительно уменьшается. Максимальное значение изотермического КПД составляет 60,4 % при частоте 550 мин<sup>-1</sup> и степени повышения давления 2,54. Увеличение частоты с 500 до 550 мин<sup>-1</sup> приводит к увеличению КПД менее чем на 0,5 % при практически неизменной оптимальной степени повышения давления, поэтому дальнейшее увеличение частоты несущественно повышает эффективность машины. Проведённое исследование показало, что для данной машины оптимальное значение степени повышения давления составляет примерно 2,5.

На базе проведённого численного исследования были рассчитаны потери мощности от неравновесного регенеративного теплообмена. Относительная величина этих потерь (по отношению к индикаторной мощности) приведена на Рисунке 13. При увеличении давления нагнетания и частоты потери возрастают, но рост замедляется при  $\pi_k > 2,7$  и при частоте выше 450 мин<sup>-1</sup>.

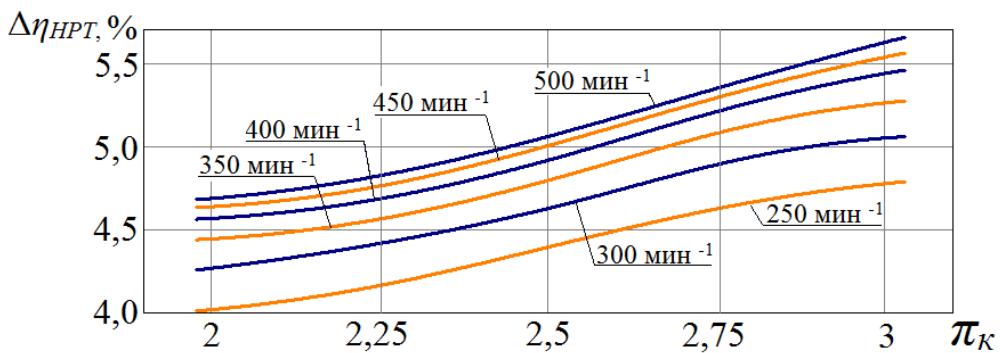


Рисунок 13. Расчётная зависимость относительных потерь мощности от НРТ при сжатии воздуха

В разделе 4.2 приведены результаты вычислительного эксперимента по определению параметров эффективности холодильной машины с РКСП (с геометрической степенью сжатия  $\varepsilon_e = 4,2$ ) при работе на хладагенте R134a (Рисунки 14–16). Исследовались зависимости  $\lambda$ ,  $\eta_s$  и  $\Delta\eta_{HPT}$  при постоянной температуре конденсации 40 °C (соответствует давлению  $p_h = 10,16 \cdot 10^5$  Па) от степени повышения давления  $\pi_k$  и температурах кипения от минус 20 °C до 0 °C (соответствует давлению  $p_{vc}$  от  $1,33 \cdot 10^5$  до  $2,93 \cdot 10^5$  Па) при изменении частоты вращения вала в пределах от 300 до 500 мин<sup>-1</sup> (от 5 до 8,33 Гц).

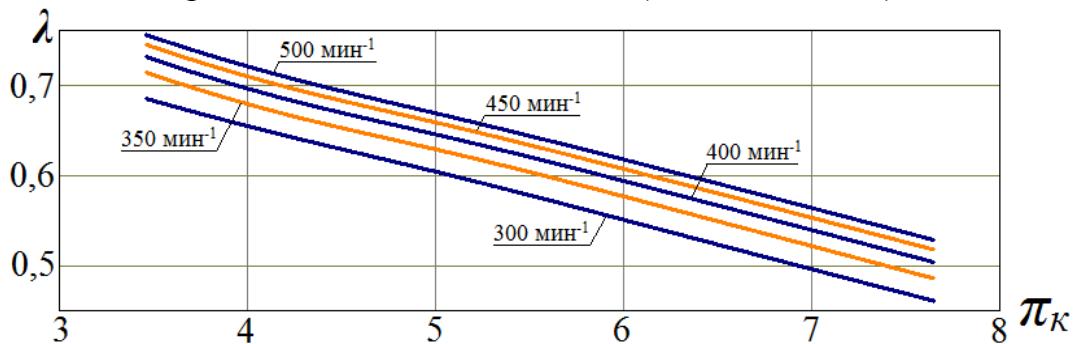


Рисунок 14. Расчётная зависимость коэффициента подачи при сжатии R134a

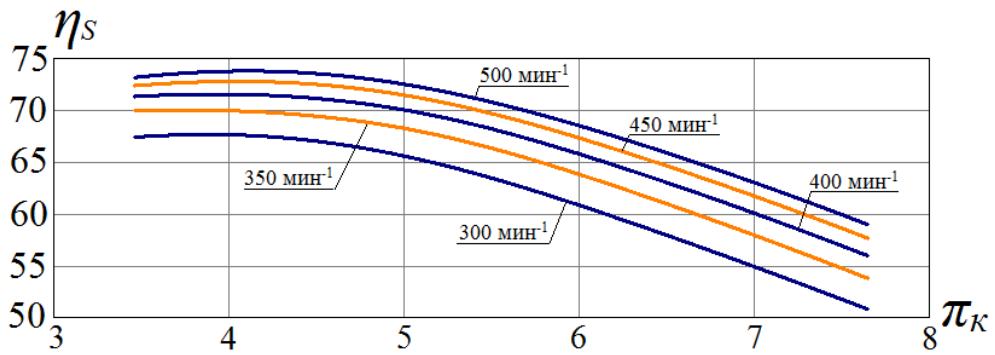


Рисунок 15. Расчёчная зависимость изоэнтропного КПД при сжатии R134a

Анализ результатов показал, что зависимость максимума КПД от частоты и степени повышения давления имеет тот же характер, что и описанный в разделе 4.1. При частоте вращения  $450 \text{ мин}^{-1}$  максимальное значение изоэнтропного КПД достигло 72,8 %, а коэффициента подачи – 0,705. Компрессор при этом обеспечивает холодопроизводительность 1,65 кВт при температуре кипения минус 4,3 °C. При частоте  $500 \text{ мин}^{-1}$  максимальное значение изоэнтропного КПД достигло 73,8 %. Видно, что при увеличении частоты с 450 до 500  $\text{мин}^{-1}$  КПД возрастает незначительно. Потери мощности от НРТ при  $\pi_k > 6$  слабо зависят от изменения частоты, а зависят в основном от  $\pi_k$ .

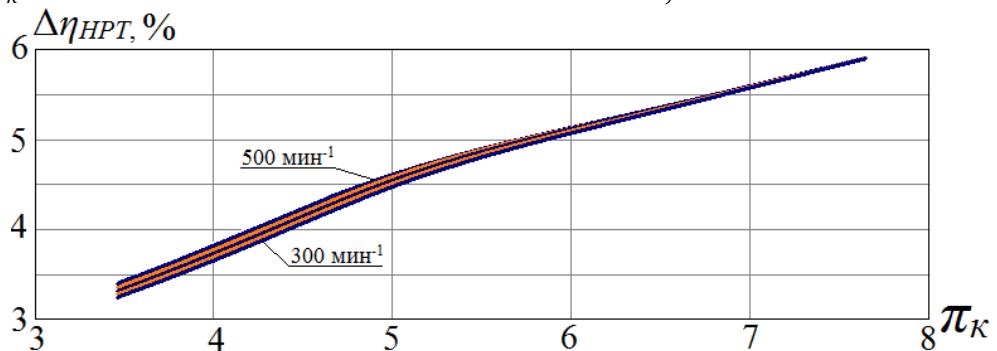


Рисунок 16. Расчёчная зависимость относительных потерь мощности от НРТ при сжатии R134a

В работе исследовались характеристики холодильной машины с компрессором подобного типа. Ниже приведены графики (Рисунки 17, 18) расчётных значений холодильного коэффициента  $\varepsilon_x$  и степени термодинамического совершенства  $\eta_t$  в зависимости от температуры кипения при частоте  $450 \text{ мин}^{-1}$  (7,5 Гц) и температурах конденсации  $t_k$  от 20 до 40 °C.

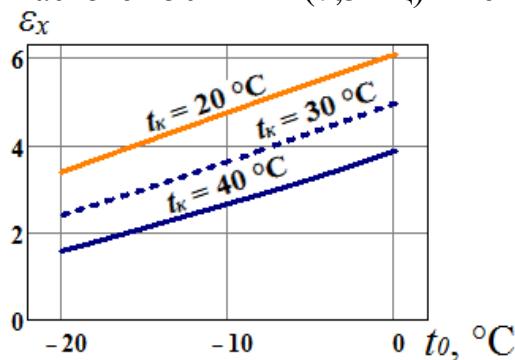


Рисунок 17. Зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения

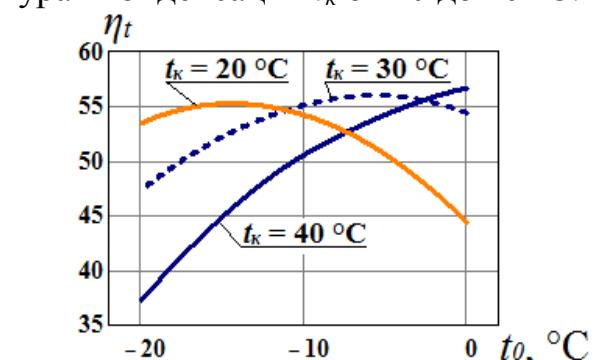


Рисунок 18. Зависимость степени термодинамического совершенства от температуры кипения

На Рисунках 19 и 20 приведён пример сравнения холодильного коэффициента  $\varepsilon_x$  и степени термодинамического совершенства  $\eta_t$  холодильных машин с РКСП и с роторно-пластинчатым компрессором при температуре конденсации 40 °С. Видно, что применение РКСП в составе холодильных машин может увеличить их холодильный коэффициент на величину от 15 до 45 % в зависимости от температуры кипения.

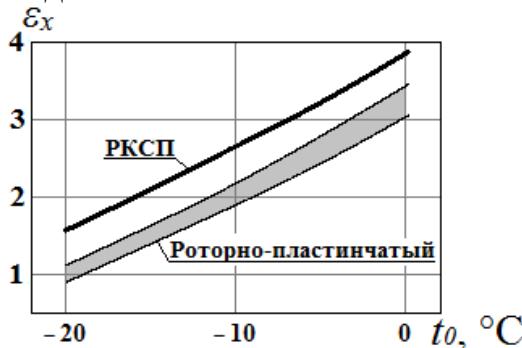


Рисунок 19. Зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения в холодильных машинах с РКСП и с роторно-пластинчатым компрессором

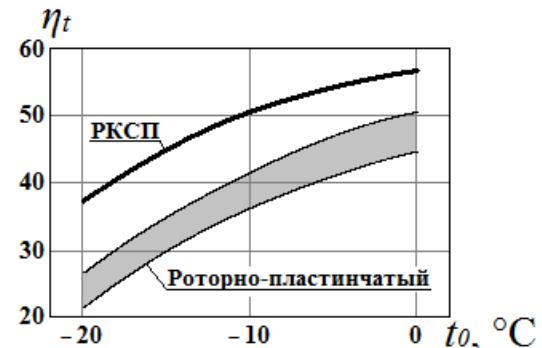


Рисунок 20. Зависимость степени термодинамического совершенства от температуры кипения в холодильных машинах с РКСП и с роторно-пластинчатым компрессором

Исследования показали, что ожидаемая степень термодинамического совершенства одноступенчатых холодильных машин с компрессорами подобного типа в наиболее актуальной для бытовых и полупромышленных машин области температур охлаждения имеет относительно высокие значения, и машины подобной конструкции могут составить конкуренцию компрессорам других типов как по энергетической эффективности, так и по технологичности конструкции.

**Пятая глава** посвящена рассмотрению полученных в исследовании результатов и выработке рекомендаций по повышению эффективности РКСП в составе холодильных и компрессорных установок и возможным областям его применения. В разделе 5.1 даны рекомендации по улучшению характеристик компрессора. Проведённое исследование показало, что основными факторами, снижающими эффективность компрессора, являются большие утечки и перетечки газа и значительное трение в механизмах машины, поэтому рекомендуется увеличить точность изготовления деталей РКСП, применить маслозаполненную схему или организовать принудительную систему смазки и использовать лёгкие антифрикционные материалы. В разделе 5.2 приведены практические рекомендации по применению машины.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработана и верифицирована математическая модель процессов в рабочей полости роторного компрессора нового типа – с секторными поршнями, учитывающая как его конструктивные особенности и условия его работы, так и свойства сжимаемого газа, механизмы формирования потерь производительности, мощности и т.п.

2. Спроектирован и изготовлен экспериментальный образец подобного компрессора и создан экспериментальный стенд для исследования его характеристик при переменной степени повышения давления и частоте вращения ротора. Показана перспективность применения компрессоров подобного типа в составе одноступенчатых холодильных машин малой и средней холодопроизводительности.

3. На базе проведённых исследований получена эмпирическая зависимость потерь мощности на трение в компрессоре от частоты вращения ротора, погрешность которой менее 0,2 % при погрешности эксперимента не более 1,7 %.

4. Выполнены экспериментальные исследования утечек и перетечек газа из рабочей полости компрессора при различных давлениях нагнетания, и определены эквивалентные зазоры в конструкции экспериментального образца компрессора, которые составили: торцевой –  $7,3 \pm 0,4$  мкм, радиальный –  $55 \pm 5$  мкм.

5. Выполнены натурные исследования экспериментального образца компрессора на воздухе и получены зависимости его показателей эффективности при переменной частоте вращения ротора и внешней степени повышения давления. Исследования показали, что при относительно высоком индикаторном КПД, достигавшим 40,8 %, компрессор имел низкий коэффициент подачи (около 44 %) и низкий механический КПД, что объясняется большой величиной потерь на трение и потерями из-за утечек.

6. Проведена верификация математической модели по результатам исследования экспериментального образца компрессора. Точность модели составила 3,6 % при погрешности эксперимента менее 9,1 %.

7. Исследованы потери мощности, возникающие в объёмных компрессорах в результате неравновесного регенеративного теплообмена сжимаемого газа с поверхностями рабочей полости, и с использованием метода энтропийного анализа разработана методика расчёта этих потерь. Показано, что эти потери могут составлять значительную часть мощности, затрачиваемой на сжатие рабочего тела (в исследуемом типе компрессоров до 6 %).

8. На базе разработанной и верифицированной математической модели РКСП проведено экстраполяционное исследование характеристик компрессора, имеющего технологически обоснованные параметры конструкции, на воздухе и хладагенте R134a. Показано, что компрессор подобного типа сравнимой производительности при работе на воздухе будет иметь изотермический КПД порядка 60 % при степени повышения давления около 2,5, а при работе на озонобезопасном хладагенте R134a – порядка 74 % при степени повышения давления около 4,1 и при частотах порядка 500 мин<sup>-1</sup>. Эти показатели свидетельствуют о высокой эффективности применения роторных компрессоров с секторными поршнями именно в составе холодильных машин малой и средней холодопроизводительности.

9. На основании проведённых исследований получены данные и выработаны рекомендации по повышению эффективности применения роторных компрессоров с секторными поршнями в составе холодильных и компрессорных установок.

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Колосов М.А., Борисенко А.В. Потери от неравновесного регенеративного теплообмена в холодильных компрессорах // Холодильная техника. 2016. № 5. С. 36-41. (0,75 п.л. /0,38 п.л.)
2. Потери мощности в объёмных компрессорах от неравновесного регенеративного теплообмена / А.В. Борисенко [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 27-32. (0,75 п.л. /0,19 п.л.)
3. Потери мощности в тепловых машинах при неравновесном регенеративном теплообмене / А.В. Борисенко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 4. С. 20-24. (0,63 п.л. /0,16 п.л.)
4. Бозров В.М., Борисенко А.В. Расчетная оценка рабочих характеристик объёмных машин в режиме пневматического двигателя // Приводы и компоненты машин. 2019. № 1-2. С. 2-6. (0,75 п.л. /0,38 п.л.)
5. Борисенко А.В., Колосов М.А. Роторный компрессор с секторными поршнями конструкции Астановского // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2020. № 4. С. 44-48. (0,63 п.л. /0,32 п.л.)
6. A mathematical description of the power loss from nonequilibrium regenerative heat exchange in the thermal machines / A.V. Borisenko [et al.] // AIP Conference Proceedings. 2019. Т. 2171, № 1. С. 030019. DOI: 10.1063/1.5133185. (0,75 п.л. /0,19 п.л.)
7. Борисенко А.В. Потери в объёмных компрессорах вследствие неравновесного регенеративного теплообмена рабочего тела со стенками // Будущее машиностроения России: сб. тр. Всерос. конф. Москва. 2016. С. 426-430. (0,31 п.л. /0,31 п.л.)
8. Борисенко А.В., Колосов М.А. Влияние неравновесного регенеративного теплообмена на эффективность тепловых машин // Научно-практическая конференция с международным участием «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения»: материалы конференции. 2018. С. 90-93. (0,25 п.л. /0,13 п.л.)