

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«КАЗАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



**Исаев Александр Анатольевич**

**РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС БЕЗМАСЛЯНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ  
ВНЕШНЕГО СЖАТИЯ С РАЗЛИЧНЫМИ ПРОФИЛЯМИ РОТОРОВ**

2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника,  
гидро- и пневмосистемы

диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
А. В. Бурмистров

Казань 2024

## Оглавление

Введение .....	4
Глава 1. Состояние вопроса и задачи исследования.....	13
1.1. Принципы анализа конструктивных схем НВД.....	13
1.2. Основные схемы рабочих механизмов НВД, общие конструктивные решения и характеристики.....	14
1.3. Анализ удельных характеристик двухроторных насосов.....	22
1.4. Достоинства и недостатки НВД .....	24
1.5. Обзор методов расчета характеристик двухроторных машин.....	26
1.6. Постановка задачи исследования.....	34
Глава 2. Экспериментальное исследование НВД .....	36
2.1. Разработка объектов экспериментальных исследований.....	36
2.2. Описание стенда экспериментальных исследований .....	46
2.3. Методика проведения исследований .....	53
2.3.1. Измерение быстроты действия.....	53
2.3.2. Измерение максимального отношения давлений выхода и входа .....	56
2.3.3. Термометрирование роторного механизма НВД .....	58
2.3.4. Измерение проводимости каналов роторного механизма НВД..	64
2.3.5. Измерение зазоров роторного механизма.....	76
2.3.6. Оценка погрешности измерений быстроты действия.....	81
2.3.7. Оценка погрешности измерений отношения давлений.....	85
Глава 3. Математическая модель рабочего процесса НВД .....	86
3.1. Основные допущения математической модели.....	86
3.2. Основные положения математической модели.....	87
3.3. Расчет обратных перетеканий газа в каналах с движущимися стенками.....	95
3.4. Теплообмен.....	99
3.5. Расчет величин зазоров с учетом тепловых деформации.....	102
3.6. Сопротивления входного и выходного трактов НВД.....	103

3.7. Валидация математической модели.....	115
Глава 4. Расчетное исследование НВД и агрегатов на их основе при помощи математической модели и CFD моделирования.....	123
4.1. Анализ влияния профиля ротора на откачные характеристики насосов Рутс .....	123
4.2. Выбор геометрических параметров эллиптического профиля ротора.....	129
4.3. Влияние профиля ротора на откачные характеристики НВД.....	132
4.4. Влияние зазоров, молекулярной массы откачиваемого газа на характеристики НВД.....	134
4.5. CFD моделирование рабочего процесса НВД.....	137
Заключение.....	144
Список сокращений и условных обозначений.....	147
Библиография.....	148
Приложения:	
Приложение А.....	160
Приложение Б.....	161
Приложение В.....	162
Приложение Г.....	163

## ВВЕДЕНИЕ

Стремительное развитие технологий производства микроэлектроники, медицины, пищевой промышленности, металлургии требует безмасляного вакуума [1, 4]. Производители вакуумных насосов с масляным уплотнением для создания среднего и высокого вакуума предлагают установку различных видов защитных ловушек, которые предотвращают миграцию масла в откачиваемый объем, но данное решение существенно снижает производительность насоса и не в полной мере защищает вакуумный объем от паров рабочей жидкости. В связи с этим на рубеже XXI века появились безмасляные («сухие») средства откачки. Для создания высокого и сверхвысокого вакуума существуют несколько хорошо зарекомендовавших себя решений — турбомолекулярные и геттерные насосы [5, 6]. По сравнению с высоковакуумными паромасляными насосами данный тип хорош не только отсутствием следов углеводородов, но и тем, что энергопотребление данных насосов в разы меньше [7].

Для создания низкого и среднего вакуума существует множество «сухих» насосов, таких как: мембранные, спиральные, винтовые и двухроторные насосы [8]. Каждый из них имеет свои преимущества и недостатки. Мембранные насосы наряду с низкой стоимостью имеют ограничения по производительности и ресурсу, ввиду износа рабочего элемента. Они нашли применение в основном в лабораториях. Спиральные насосы дороги, т.к. сложны в производстве, имеют ограничение по производительности до  $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Следует также помнить о возможности попадания в откачиваемый объем пыли от трения торцевых уплотнителей. Винтовые насосы дороги, т. к. сложны в производстве, имеют ограничение по производительности до  $700 \text{ м}^3/\text{ч}$ , зато им характерен большой ресурс ввиду отсутствия трущихся элементов и возможна откачка сред, содержащих пары жидкостей, взвесь, частицы пыли. Благодаря этому, винтовые машины, применяются в химической промышленности и даже в металлургии.

Отметим, что для повышения скорости действия откачной системы все перечисленные насосы могут использоваться в агрегатах с двухроторными насосами типа Рутс, которые имеют производительность до 40000 м<sup>3</sup>/ч, агрегатируются, как с насосами с масляным уплотнением, так и с «сухими» насосами. Не стоит забывать также, что при агрегатировании с НВД предельное остаточное давление снижается минимум на один порядок, а в случае агрегатирования с безмасляными средствами откачки возможно получение абсолютно «сухого» вакуума [1].

#### **Актуальность темы исследования:**

Двухроторные насосы являются безусловным лидером среди безмасляных средств откачки высокой производительности и являются практически неотъемлемой частью современной вакуумной системы.

В связи с широкой областью применения насосы типа Рутс выпускают практически все ведущие производители вакуумного оборудования, такие как: «Ulvac» (Япония); «Varian Vacuum Technologies» (США); «Oerlikon Leybold» (Германия); «Edwards» (Англия), «Busch» (Германия), в том числе и отечественный производитель вакуумного оборудования - АО «Вакууммаш». Однако, производством АО «Вакууммаш» до 2022 года выпускался типоразмерный ряд на базе двух небольших насосов типа Рутс производительностью 200 и 600 м<sup>3</sup>/ч. Насосы данной производительности никак не могут покрыть потребности отечественной промышленности, поэтому в 2022 году начата разработка насосов типа Рутс производительностью 1000 и 2500 м<sup>3</sup>/ч [2]. Вновь разрабатываемые насосы дополняют линейку двухроторных вакуумных насосов типа Рутс и будут высокоскоростными и высокопроизводительными машинами, которые должны стать конкурентоспособными экономически и иметь удельные характеристики на уровне лучших зарубежных аналогов. Такие насосы могут быть созданы только на основе надежного метода расчета. Поэтому настоящая работа направлена на углубленное изучение рабочего процесса

насоса типа Рутс, разработку его математической модели и повышение эффективности НВД и агрегатов на их основе.

### **Степень разработанности проблемы:**

Первые работы по исследованию процесса откачки НВД принадлежат Van-Atta и Armbruster, а также В.И. Кузнецову. Теоретические и экспериментальные исследования перетеканий газа через щелевые каналы НВД проводились С.Е. Захаренко, И.А. Сакуном, И.П. Гинзбургом, В.И. Кузнецовым, Вальдесом. В 90-х годах XX столетия А.В. Бурмистровым разработан метод расчета НВД, основанный на их рассмотрении, как комбинированных объемно-скоростных средств откачки.

Первые отечественные разработки двухроторных нагнетателей внешнего сжатия осуществлялись Кацем А.М., а затем исследования продолжены Ибраевым А.М., Хамидуллиным М.С. и Сайфетдиновым А.Г.

Большой интерес представляют работы Gursharanjit Singh, Shuaihui Sun, Ahmed Kovacevic, Qianhui Li, Christoph Bruecker [29] и Mario Matuzovi'c, Sham Rane, Brijeshkumar Patel, Ahmed Kova'cevi'c, Zeljko Tukovi'c [30]. Газодинамический расчет в этих работах проводится с помощью CFD (Computational Fluid Dynamics) метода. При расчетах данными вычислительными инструментами возникает потребность в серьезных мощностях вычислительного оборудования и, кроме этого, CFD метод не позволяет производить расчеты в переходном и молекулярном режимах течения газа.

### **Цель работы:**

Повышение эффективности рабочего процесса вакуумного насоса внешнего сжатия за счет снижения обратных перетеканий.

### **Задачи работы:**

1. Разработка математической модели рабочего процесса НВД, работающей в переходном и вязкостном режимах течения газа, и учитывающей подвижность стенок роторов, температуры газа на входе и выходе роторного механизма.

2. Разработка трех опытных образцов НВД с различными профилями роторов: эвольвентный, эллиптический (патент №2730769 [3]), эллиптический под корпус насоса НВД-200, серийно выпускаемого АО «Вакууммаш» и их экспериментальное и расчетное исследование.

3. Разработка стенда комплексных экспериментальных исследований откачных характеристик НВД в широком диапазоне изменения факторов, влияющих на процесс откачки.

4. Численный и экспериментальный анализ влияния на откачные характеристики НВД профиля и частоты вращения роторов, молекулярной массы откачиваемого газа, зазоров, быстроты действия форвакуумного насоса (ФВН).

5. Разработка практических рекомендаций по повышению эффективности работы НВД и агрегатов на их основе.

**Объект исследования:**

Разработанные НВД с тремя типами роторов, а также серийно выпускаемый АО «Вакууммаш» НВД-200.

**Предмет исследования:**

Откачные характеристики и проводимости каналов насосов типа Рутс с тремя профилями роторов.

**Научная новизна работы:**

Получены экспериментальные и расчетные характеристики НВД с тремя различными типами роторов. Разработана математическая модель рабочего процесса НВД, работающая в диапазоне давлений от 10 до  $10^5$  Па и позволяющая повысить скорость и точность расчета. Получены выражения для определения температуры роторов и корпуса в зависимости от давления на входе и частоты вращения роторов. Установлено, что пульсации газа на выходе и неравномерность давления в отсеченном объеме в условиях разряжения практически не влияют на быстроту действия НВД.

### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

Разработанная математическая модель НВД с учетом перемещения стенок позволяет рассчитать откачные характеристики уже на стадии проектирования насосов без предварительных экспериментальных испытаний опытных образцов. Выработаны практические рекомендации по повышению эффективности работы НВД. Запатентован эллиптический профиль ротора насоса типа Рутс, обеспечивающий за счет снижения перетеканий через межроторный канал, увеличение степени повышения давления и быстроты действия.

### **Реализация работы.**

1. Математическая модель насосов НВД, учитывающая подвижность стенок щелевых каналов роторного механизма внедрена в процесс разработки новых НВД на АО «Вакууммаш» (г. Казань), серийный выпуск которых запланирован в 2025г.

2. Математическая модель насосов НВД, учитывающая подвижность стенок щелевых каналов роторного механизма внедрена в процесс разработки и оптимизации компрессоров объемного действия и климатического оборудования на ООО «ТРАКС» (г. Москва).

3. Разработанный стенд для комплексных экспериментальных исследований откачных характеристик и проводимости каналов НВД используется для проведения лабораторных занятий, выполнения курсовых и выпускных квалификационных работ бакалавров и магистров по направлению подготовки «Технологические машины и оборудование» на кафедре «Вакуумной техники электрофизических установок» КНИТУ, стенд для измерения температурных полей используется для получения температурных зависимостей роторов, корпуса и газа новых НВД на АО «Вакууммаш».

### **Методология и методы исследования:**

Использовались методы математического и физического моделирования. Для создания базы экспериментальных данных и оценки адекватности модели использовались насосы с тремя типами профилей роторов, а для получения их экспериментальных характеристик методики испытаний по ГОСТ. Валидация осуществлялась по трем параметрам откачной характеристики. Моделирование рабочего процесса выполнялось камерным методом, в том числе, в апробированных пакетах прикладных программ.

### **Основные положения, выносимые на защиту:**

- комплекс стендов и база экспериментальных данных по откачным характеристикам и проводимостям НВД с тремя типами роторов при различных частотах вращения в трех режимах течения;
- разработанная математическая модель НВД, учитывающая подвижность стенок каналов роторного механизма, и работающая в диапазоне давлений от  $10^2$  до  $10^5$  Па;
- зависимости температуры роторов от температуры корпуса;
- рекомендации по повышению эффективности работы НВД.

### **Достоверность полученных результатов:**

Обеспечивается за счет использования методик ГОСТ 32974.2-2023 и ГОСТ 32974.3-2023; использования поверенных средств измерений утвержденного типа; выполнения оценки погрешности измерений; применения уравнений, в основе которых лежат фундаментальные законы сохранения, использования апробированных пакетов для расчета течения газа, хорошего согласия расчетных и экспериментальных результатов.

### **Апробация работы.**

Основные положения работы докладывались и обсуждались на Российской студенческой научно-технической конференции Вакуумная техника и технология г. Казань (2019, 2023), международной научно-технической конференции «Вакуумная техника, материалы и технология», г. Москва (2019), международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск (2020, 2022, 2024), Всероссийской научно-технической конференции «Вакуумная техника и технология» г. Санкт Петербург (2020), научно-технической конференции «Вакуумная наука и техника», г. Москва (2020), международной научно-технической конференции «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы», г. Казань (2022).

**Личный вклад.** Разработка математической модели НВД, верификация и валидация математической модели, разработка роторов с тремя профилями и модернизация серийно выпускаемого НВД-200 под установку новых роторов, подготовка научных публикаций, выступление на конференциях, разработка и сборка испытательного стенда, получение экспериментальных и расчетных откачных характеристик, обсуждение полученных результатов.

### **Публикации.**

По теме исследования опубликовано 26 работы, в том числе 8 в журналах, входящих в перечень ВАК, и 7 в журналах, входящих в Scopus, 1 учебное пособие, 1 – патент, остальные в материалах конференций различного уровня.

### **Структура и объем работы:**

Настоящая работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка сокращений и условных обозначений, литературы, приложений. Объем работы составляет 163 страниц машинописного текста, включая 10 таблиц и 79 рисунков. Список литературы составляет 103 наименования.

В первой главе обсуждаются наиболее распространенные схемы роторных механизмов, их основные конструктивные решения, а также удельные характеристики насосов типа Рутс ведущих мировых производителей вакуумного оборудования. Предложена классификация НВД по 5-ти основным конструктивным особенностям. Рассмотрены основные достоинства и недостатки НВД, а также основные методы расчета, в том числе CFD анализа.

Во второй главе рассмотрены разработанные объекты исследования - НВД с различными профилями роторов, испытательный стенд для анализа откачных характеристик и проводимостей каналов роторного механизма. Представлены методы и последовательности измерения откачных характеристик, а также результаты, полученные в результате экспериментальных измерений. Проведена оценка погрешности эксперимента.

В третьей главе представлена математическая модель рабочего процесса НВД, охватывающая переходный и вязкостный режимы течения, и учитывающая скоростную составляющую перетеканий в роторном механизме. Валидация математической модели проведена по трем параметрам: проводимость роторного механизма НВД; быстрота действия агрегата НВД+ФВН; максимальное отношение давлений НВД в безрасходном режиме. Отклонение значений, рассчитанных по математической модели, от эксперимента во всех случаях не превышает 15%.

В четвертой главе проведен анализ влияния типа профиля роторов и его геометрических параметров на откачные характеристики насосов типа Рутс. Расчеты проведены при одинаковых зазорах, что позволяет объективно

сравнить эффективность профиля. С точки зрения геометрической быстроты действия все рассматриваемые профили практически равнозначны, а вот перетекания через щелевые каналы роторного механизма для эллиптического профиля роторов на 15% меньше чем у эвольвентного.

Сравнение отношений давления показало, что НВД с эллиптическим профилем также превосходит все остальные насосы. Насос с эллиптическим профилем выигрывает по отношению давления у насоса с эвольвентным – 6 %, а у НВД-200 – более 24 %.

Работа подготовлена на кафедре «Вакуумной техники электрофизических установок» (ВТЭУ) Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ).

Автор выражает благодарность научному руководителю, доктору технических наук, профессору Алексею Васильевичу Бурмистрову за внимание и помощь в работе. Автор выражает огромную признательность кандидату технических наук, доценту Сергею Ивановичу Саликееву, кандидату технических наук, доценту Алексею Александровичу Райкову, а также сотрудникам кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского государственного национального исследовательского технологического университета за консультации и полезное обсуждение результатов работы. Автор благодарит руководство АО «Вакууммаш» и лично генерального директора Евгения Николаевича Капустина и Александра Сергеевича Данилина за помощь в изготовлении опытных образцов НВД.

## **Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ**

В данной главе обсуждаются наиболее распространенные схемы роторных механизмов, используемые в них основные конструктивные решения, а также сопоставляются удельные характеристики насосов типа Рутс ведущих мировых производителей вакуумного оборудования. Предложена классификация насосов НВД по 5-ти основным конструктивным особенностям. Рассмотрены достоинства и недостатки насосов типа Рутс и основные методики расчета откачных характеристик, в том числе CFD анализа.

### **1.1 Принципы анализа конструктивных схем НВД**

При разработке двухроторных вакуумных насосов типа Рутс необходимо проанализировать основные конструктивно-технологические решения, дать правильную оценку технологическому уровню, оценить преимущества и недостатки НВД.

Конструктивно-технологический анализ выпускаемых на данный момент двухроторных насосов проводится по следующим признакам:

1. Общая компоновка насоса, конструктивные схемы роторного механизма;
2. Конструктивное исполнение устройства, передающего вращательный момент;
3. Конструктивное исполнение устройства, предохраняющего НВД от перегрузок;
4. Конструктивное исполнение устройства, синхронизирующего вращение роторов;
5. Конструктивное исполнение устройства для выравнивания давления.

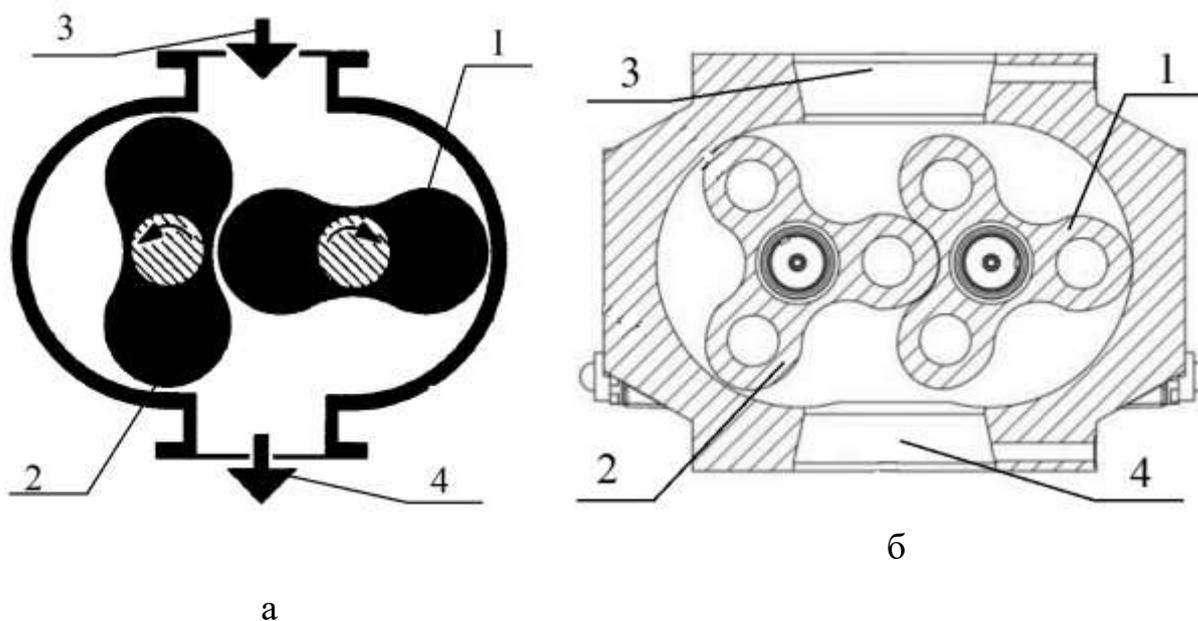
НВД представляет собой единую, разборную конструкцию, в которой собственно вакуумный насос соединен с приводом - электродвигателем и

установлен на общую опору. В некоторых моделях присутствует частотный преобразователь.

Все выпускаемые НВД имеют ряд общих конструктивных решений. Во-первых, в подавляющем большинстве случаев – горизонтальное расположение роторов. Во-вторых, - охлаждение основных рабочих элементов за счет принудительной циркуляции воздуха с наружной стороны корпуса от электродвигателя, гораздо реже используется водяное охлаждение. В-третьих, - применение подшипников качения и жидкой углеводородной смазки, находящейся в полостях, отделенных от рабочего объема. Также достаточно общими являются конструкционные материалы для изготовления корпусных деталей из литейного алюминия или чугуна, роторов из стали или высокопрочного чугуна.

## **1.2 Основные схемы рабочих механизмов НВД, общие конструктивные решения и характеристики**

Основными рабочими органами насосов НВД являются ротора. Можно выделить две применяемые в НВД конструктивные схемы роторного механизма и формирования рабочих полостей. В первой схеме, ротора насоса имеют форму восьмерки (классический двухлопастной ротор), ротора данного типа получили наибольшее распространение в связи с технологичностью изготовления и простотой балансировки (рис. 1.1а). Вторая схема (рис. 1.1б) подразумевает использование трехлопастных и многолопастных роторов. Несмотря на сложность и дороговизну изготовления двух последних, данные типы роторов обеспечивают в некоторых случаях лучшие откачные характеристики в части производительности и отношения давлений выхода и входа.



1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор; 3 — область всасывания; 4 — область нагнетания

Рис. 1.1. – Конструктивные схемы роторного механизма

Несмотря на различные схемы исполнения роторного механизма подход к проектированию профиля одинаков. Основными типами профилей роторов являются: окружные, эллиптические, эвольвентные, линейные; комбинированные [11].

При проектировании роторного механизма двухроторного насоса должны выполняться следующие условия:

- Наибольшая герметичность между полостями всасывания и нагнетания. Одновременно с этим профиль ротора должен обеспечивать максимальный коэффициент использования объема;

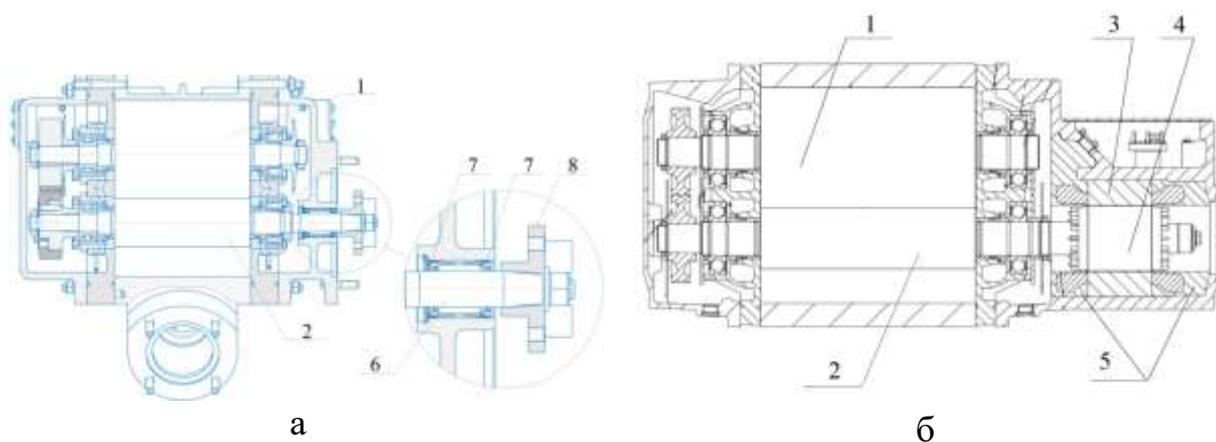
Перевальные и защемленные объемы должны отсутствовать или быть минимальными;

- Профиль роторов должен быть технологичен.

Второе принципиально важное решение - подход к исполнению приводного устройства, передающего вращающий момент к ведущему ротору насоса. Здесь существует два основных конструктивных исполнения: первое – это внешний электродвигатель (рис. 1.2а), уплотнение приводного

вала осуществляется посредством установки манжет, данная конструкция не совершенна, т.к. в области манжет может происходить подтекание масла, и возможен подсос атмосферы в камеру с рабочей жидкостью. Кроме того, манжеты, особенно при высоких частотах вращения, приводят к росту потребляемой мощности и температуры насоса.

Альтернативой является машина с встраиваемым (герметичным) электродвигателем (рис. 1.2б) [12]. Данная конструкция более перспективна, не имеет выводов в атмосферу из камеры с рабочей жидкостью, что обеспечивает герметичность насоса. Недостатком данного варианта является сложность его реализации.



1 — ведомый ротор; 2 — ведущий ротор; 3 — статор встраиваемого электродвигателя; 4 — ротор встраиваемого электродвигателя; 5 — компаунд; 6 — вал ведущего ротора; 7 — манжета; 8 — муфта для передачи вращающего момента от внешнего электродвигателя

Рис. 1.2 – Конструктивные схемы приводного устройства

Третий принципиально важный подход касается исполнения устройства, предохраняющего НВД от перегрузок. Существуют три основных способа решения данной задачи:

1. НВД с перепускным клапаном (рис. 1.3а) [13]. Здесь при работе насоса на высоких входных давлениях открывается перепускной клапан, и порция газа из выхлопной области отводится обратно в область всасывания

насоса и процесс переноса с входа на выход повторяется. Данное решение не в полной мере защищает насос, так как вследствие многократного переноса одной порции газа насос перегревается и может заклинить. Оно работоспособно в том случае, когда насос работает на высоких входных давлениях кратковременно. Существенным минусом перепускного клапана является повышенный шум при его срабатывании. Кроме того, использование перепускного клапана увеличивает габариты и массу насоса.

2. НВД с частотным преобразователем (рис. 1.3б) [13]. В них для защиты насоса от перегрева и заклинивания используются частотные преобразователи, которые при повышенных нагрузках понижают частоту вращения электродвигателя, тем самым уменьшая откачиваемый поток и предохраняя насос от перегрузок, перегревания и, как следствие, заклинивания. Понижение частоты вращения частотным преобразователем осуществляется путем контроля потребляемого тока электродвигателем насоса. Контроль потребляемого тока может производиться непосредственно частотным преобразователем или отдельным датчиком тока. Понижение частоты вращения может производиться ступенчато, т. е. задаются три основных уставки по току и соответственно по частоте вращения или плавно во всем диапазоне работы насоса, т. е. задается зависимость частоты вращения от потребляемого тока. Данное решение позволяет двухроторному насосу работать с атмосферы вместе с форвакуумным насосом без перегревания, повышения шума, что в свою очередь сильно расширяет область применения насоса.

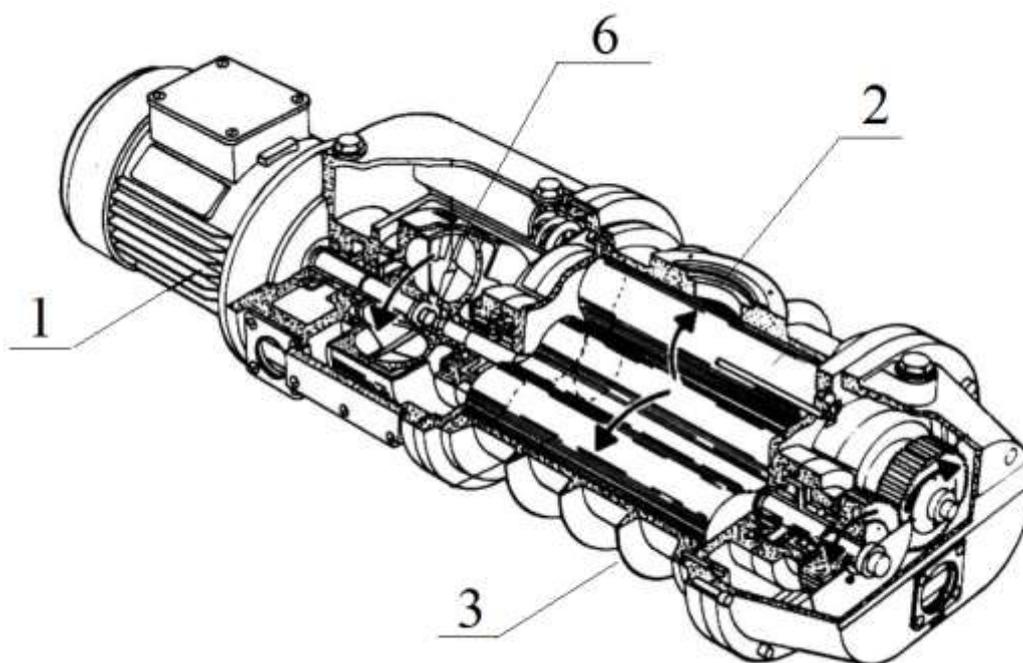
3. НВД без перепускного клапана с гидрокинетической муфтой (рис. 1.3в) [14]. В них для защиты насоса от перегрева и заклинивания используется гидрокинетическая муфта, которая позволяет снижать частоту вращения роторов насоса при увеличении нагрузки. Преимуществом данного решения является то, что насос может работать с атмосферы совместно с форвакуумным насосом.



а



б



в

1 — электродвигатель; 2 — область всасывания; 3 — область нагнетания;  
 4 — перепускной клапан; 5 — частотный преобразователь; 6 —  
 гидрокинетическая муфта

Рис. 1.3 – Конструктивные схемы устройства, предохраняющего НВД  
 от перегрузок

Четвертый принципиально важный подход касается исполнения устройства, синхронизирующего вращение ведущего и ведомого роторов. Существуют три метода решения данной задачи:

Первый и основной метод (рис. 1.4а) [13] — использование синхронизирующих шестерен. Этот способ используют практически все производители двухроторных насосов в связи с простотой и надежностью конструкции. В зависимости от скорости вращения и межосевого расстояния применяются косозубые или прямозубые шестерни. Смазывание шестерен происходит за счет маслорабрызгивающего диска, устанавливаемого на один из валов. Недостатком применения синхронизирующих шестерен является шум, издаваемый при работе.

Второй метод синхронизации вращения роторов (рис. 1.4б) [13] — использование зубчатых колес с ременным приводом. Этот метод реализован в насосах, не имеющих масляного объема. Здесь используются подшипники с консистентной смазкой. Недостатками данного решения являются низкая надежность (для предотвращения повреждения роторов насоса в случае обрыва ременного привода на основные зубчатые колеса устанавливают предохранительные зубчатые колеса, которые входят в контакт друг с другом. Преимуществом использования зубчатых колес с ременным приводом является отсутствие смазывающей жидкости и практически полное отсутствие следов углеводорода.

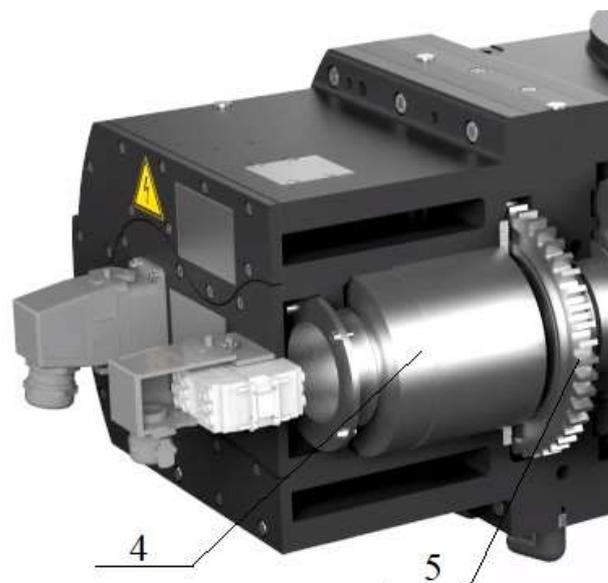
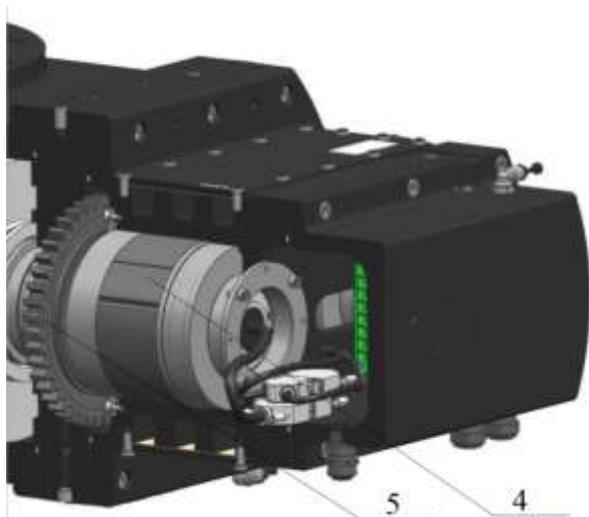
Третий метод синхронизации вращения роторов (рис. 1.4в) [15] — использование двух электродвигателей, по одному электродвигателю на каждый ротор насоса, с электронной интеграцией двигателей по угловому перемещению. Недостатками применения данного решения является пониженная надежность, преимуществом — отсутствие смазывающей жидкости, бесшумная работа даже на высоких скоростях вращения и практически полное отсутствие следов углеводорода, поскольку здесь используются подшипники с консистентной смазкой.



а



б



в

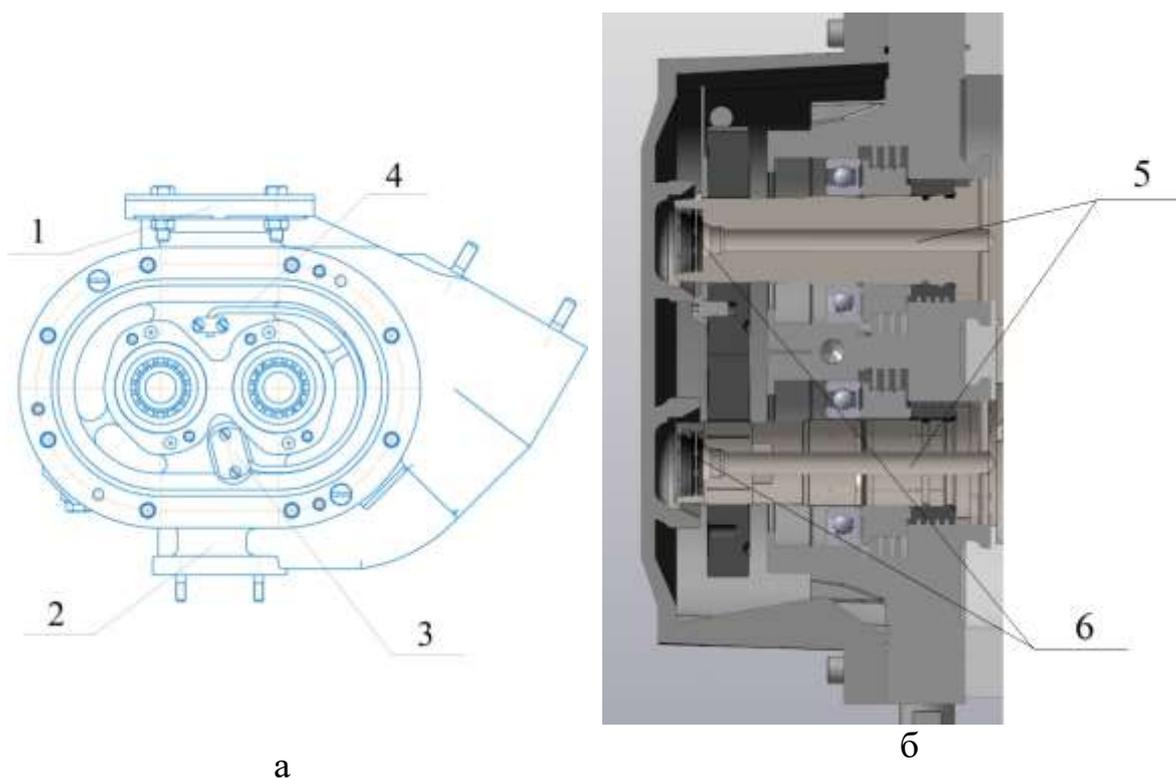
1 — синхронизирующие шестерни; 2 — зубчатые колеса; 3 — ременный привод; 4 — электродвигатель; 5 — предохранительные зубчатые колеса

Рис. 1.4 – Конструктивные схемы устройства, синхронизирующего вращение двух роторов

Пятое принципиально важное решение – подход к исполнению узла для выравнивания давления между рабочей камерой насоса и маслозаполненным картером с целью предотвращения миграции рабочей жидкости (масла) из картера в рабочий объем насоса и, как следствие, в откачиваемый объем (для насосов с синхронизирующими шестернями и подшипниками с жидкой смазкой). Существуют множество методов и все эти

методы очень похожи друг на друга. В первом случае (рис. 1.5а) [13] в качестве канала для выравнивания давления служит трубка, расположенная в маслозаполненном картере, один конец которой соединен с областью нагнетания рабочей камеры насоса, а другой конец трубки выведен в верхнюю часть картера (для предотвращения попадания в трубку брызг масла).

Второй способ (рис. 1.5б) [16] – каналы выравнивания давления расположены по оси ведущего и ведомого валов, для предотвращения попадания брызг масла, валы утоплены в защитных стаканах, расположенных на крышке картера. Для дополнительной защиты от попадания масла в рабочую область насоса на торцах валов установлены фильтры.



1 — область всасывания; 2 — область нагнетания; 3 — уплотняющий фланец; 4 — трубка выравнивания давления; 5 — каналы выравнивания давления; 6 — фильтры

Рисунок 1.5 – Конструктивные схемы устройства, синхронизирующего вращение двух роторов

### 1.3 Анализ удельных характеристик двухроторных насосов

На рисунках 1.6 и 1.7 представлены удельные масса  $m/S$  и номинальная мощность  $N/S$  двухроторных насосов в зависимости от быстроты действия.

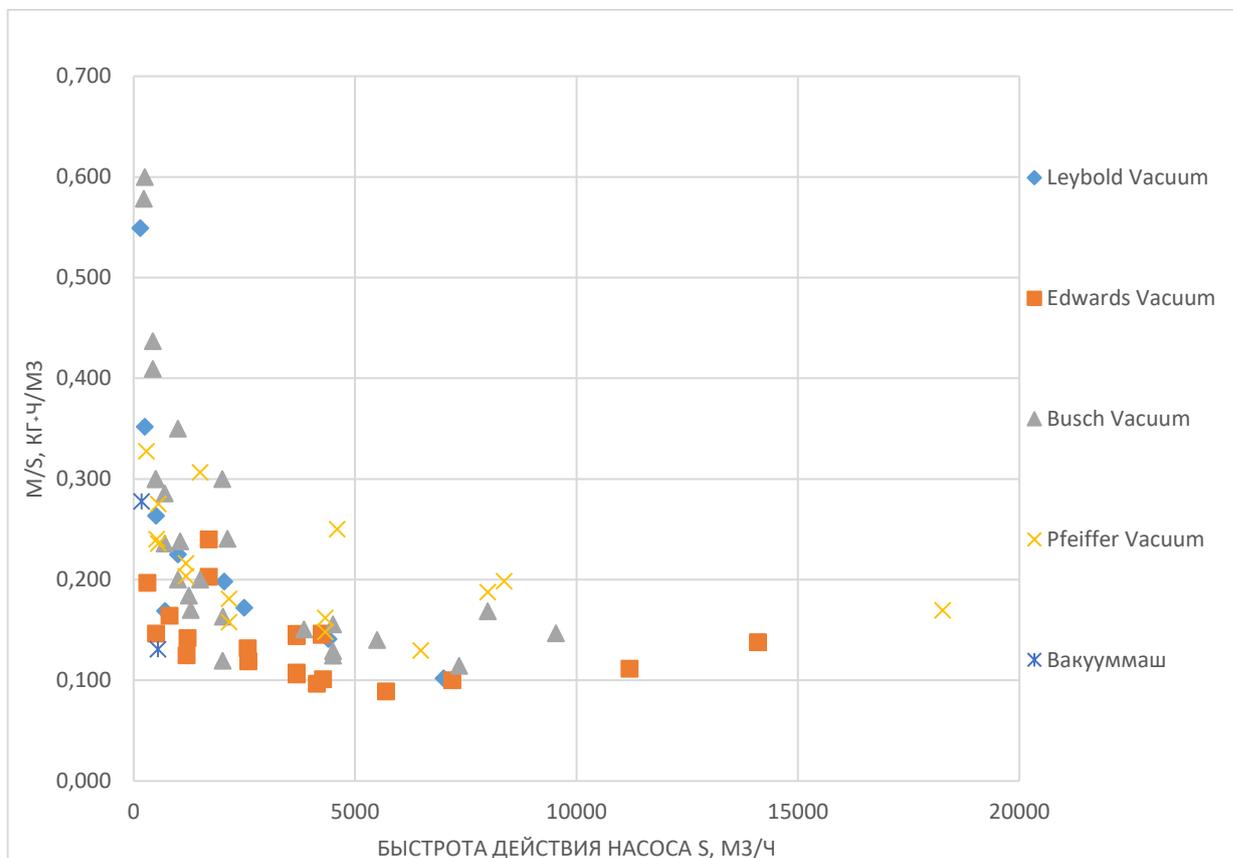


Рис. 1.6 –Зависимость удельной массы  $m/S$  от быстроты действия двухроторных насосов [13 - 18]

Из рисунка 1.6 видно, что наилучшими удельными характеристиками по производительности обладают насосы фирмы Edwards серии MB и Leybold серии WH производительностью от 4000 до 7000 м³/ч, насосы меньшей производительности уступают по удельной характеристике, а большей производительности также проигрывают, причем их удельная масса практически не зависит от быстроты действия.



## 1.4 Достоинства и недостатки НВД

НВД обладают за счет высокой производительности и малой потребляемой мощности высокими удельными характеристиками, а также относительно невысоким нагревом газа в рабочем диапазоне входных давлений за счет малой работы сжатия.

Отсутствие рабочей жидкости в качестве уплотнения зазоров позволяет сделать НВД безмасляным.

В случае агрегатирования НВД с безмасляными форвакуумными насосами, например, с винтовыми или спиральными, удастся получить абсолютно «сухой» агрегат с высокой производительностью.

Отсутствие водяного охлаждения насосов до производительности в 1100 м<sup>3</sup>/ч, что в свою очередь связано с относительно небольшими потребляемыми мощностями и, как следствие, небольшой интенсивностью нагрева при относительно развитой поверхности теплоотвода. У НВД с производительностью от 2500 м<sup>3</sup>/ч и выше присутствует водяное охлаждение, которое в основном направлено (в случае с встроенными (герметичными) двигателями) на охлаждение статорной части электродвигателя и картеров с маслом. Здесь охлаждения корпусных деталей насосов не требуется, при этом расход охлаждающей жидкости не превышает 3 л/с, что в свою очередь также является преимуществом насосов НВД при относительно высокой производительности.

Возможность доукомплектовки НВД частотным преобразователем позволяет повысить рабочую частоту вращения и соответственно производительность насосов почти в два раза без ухудшения эксплуатационных характеристик. Кроме того, преобразователь частоты при определенном алгоритме программирования позволяет отказаться от устаревшего перепускного клапана, предотвращая перегрузку насоса за счет снижения частоты вращения роторов, тем самым предотвращая перегрев и заклинивание насоса.

Отсутствие трущихся частей в проточной части насоса и износостойкая конструкция делают насос НВД надежным и долговечным, техническое обслуживание которого заключается только в замене, смазывающей подшипники и шестерни жидкости, а при своевременной замене подшипниковых опор насос данного типа становится практически вечным.

Относительно большие зазоры роторного механизма и отсутствие рабочей жидкости в проточной части насоса позволяют использовать данный тип насосов в грязных процессах, таких как химические производства и металлургия.

Основными недостатками НВД являются невысокое отношение давлений выхода и входа, сильно зависящее от давления, а также невозможность длительной работы на высоких входных давлениях. Данное ограничение связано, в первую очередь, с перегрузкой и перегревом электродвигателя и, как следствие, выходом его из строя.

Высокая стоимость изготовления роторов в связи с высокой точностью их обработки, высокая стоимость синхронизирующих шестерен (требуется зубошлифовка) в связи с высокими частотами вращения и точностью синхронизации роторного механизма по углу поворота. Высокая стоимость подшипниковых опор, что в свою очередь также связано с высокими частотами вращения до 8000 об/мин. Использование небольшого количества, но дорогостоящей рабочей жидкости минерального типа с большим количеством специальных присадок для смазывания подшипниковых опор и синхронизирующих шестерен, что также связано с высоким числом оборотов машины типа Рутс.

## 1.5. Обзор методов расчета характеристик двухроторных машин

Впервые метод расчета откачных характеристик машины Рутса, работающей в вакуумном режиме, предложен Ван-Атта в работе [19] и Хамахером в [20]. Метод охватывал молекулярный, переходный и вязкостный режимы течения в щелях роторного механизма.

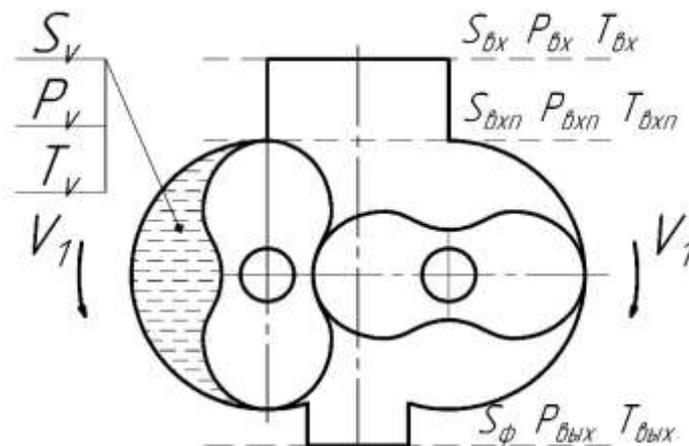


Рис. 1.8 Расчетная схема ДВН типа Рутс:

$S_{вх}, P_{вх}, T_{вх}$  – быстрота действия, давление и температура газа на входе в насос;  $S_{вхп}, P_{вхп}, T_{вхп}$  – объемный расход, давление и температура газа на нижнем срезе входного патрубка;  $S_{ф}, P_{вых}, T_{вых}$  – быстрота действия форвакуумного насоса, давление и температура газа на выходе из НВД;  $S_v, P_v, T_v$  – объемный расход, давление и температура газа в отсеченном объеме

Баланс потоков через НВД в отсутствии натекания и газовыделения здесь представлен в виде

$$Q_{\Sigma} = Q_{ПР} - Q_{ОБР} \quad (1.1)$$

где  $Q_{ПР}$  - прямой поток («теоретический» или «геометрический»);  $Q_{ОБР}$ - обратный поток (встречные перетекания через щели).

Прямой поток за счет переноса роторами отсеченных объемов рассчитывается как

$$Q_{ПР} = S_{Г} P_{вх}, \quad (1.2)$$

где  $S_{\Gamma}$  – геометрическая быстрота действия – объем газа, переносимый за 1 секунду в четырех отсеченных объемах  $V_{отс}$  со входа на выход насоса при данной частоте вращения  $n$ , которая определяется

$$S_{\Gamma} = 4 V_{отс} n = 2\pi R^2 \chi L n, \quad (1.3)$$

где  $\chi = 1 - F_p/\pi R^2$  – коэффициент использования объема;  $F_p$  – площадь поперечного сечения ротора.

Обратный поток представлен автором [19, 45] как сумма двух составляющих – потока за счет перетеканий газа через каналы роторного механизма, вызванного перепадом давлений, и обратного потока в каналах за счет перемещения роторов и записан в виде

$$Q_{ОБР} = U_0(P_{ВЫХ} - P_{ВХ}) + S_{ОБР}P_{ВЫХ}, \quad (1.4)$$

где  $U_0$  – суммарная, усредненная по углу поворота проводимость всех параллельно включенных щелей роторного механизма в молекулярном, переходном и вязкостном режимах течения;  $S_{ОБР}$  – обратная быстрота откачки.

Прямой поток практически во всех работах рассчитывается одинаково [19 - 23]. А вот методы нахождения проводимостей каналов и особенно учета скоростной составляющей обратных перетеканий чрезвычайно разнообразны.

Например, в [19] предлагается находить «обратную быстроту откачки» на основании экспериментальных зависимостей. То есть данный метод не позволяет определить откачные характеристики на этапе проектирования насоса и предполагает изготовление и испытание опытного образца для снятия кривой противодавления.

А вот в работе [21] предлагалось получить  $S_{ОБР}$  для молекулярного режима расчетным путем, без привлечения экспериментальной зависимости, в виде

$$S_{ОБР} = 2 \pi D_P n L (\delta_{PP}/2 + \delta_{PK} + D_P (\delta_{T1} + \delta_{T2})/L). \quad (1.5)$$

где  $D_p$  – диаметр расточки корпуса;  $L$  – длина ротора;  $\delta_{pp}$  – величина зазора между роторами;  $\delta_{pк}$  – величина зазора между ротором и корпусом;  $\delta_{T1}$ ;  $\delta_{T2}$  – величина зазора между торцом ротора и торцевой крышкой.

Авторы [21] определяют проводимость роторного механизма в целом, что не дает возможности оценить вклад каждого конкретного канала роторного механизма, ограничиваются молекулярным режимом, игнорируя вязкостный и переходный режимы. Кроме этого, упрощенно представлена модель кинетической составляющей обратных перетеканий в каналах с движущимися стенками.

В работах [22 - 25] насос типа Рутс рассматривается как объемно-скоростное средство откачки. Объемная откачка состоит в переносе со входа на выход объемов, заключенных между роторами и корпусом, и описывается формулой (1.2). Обратный поток определяется на основе теории молекулярных (скоростных) насосов. Каждая щель рассматривается как отдельный молекулярный насос. Авторы различают 11 щелевых каналов в роторном механизме: один межроторный, два канала ротор-корпус и восемь плоских торцевых.

В итоге выражение для расчета быстроты действия НВД записано в виде

$$S_V = n \left[ S_{Г1} + \left( \frac{U_{ПР}}{n} + \Delta U_1 \right) \left( 1 - \frac{P_{ВЫХ}}{P_V} \right) - \Delta U_1 \right], \quad (1.6)$$

где  $\Delta U = \Delta U_1 n = U_{ОБР} - U_{ПР}$ ;  $U_{ПР}, U_{ОБР}$  – прямая и обратная суммарные проводимости всех щелевых каналов ДВН;  $\Delta U$  – разность прямой и обратной проводимостей;  $S_{Г1}$  – геометрическая быстрота действия за один оборот роторов.

Все вышперечисленные методы расчета основных откачных характеристик вакуумных насосов типа Рутс обладают одним общим существенным недостатком, а именно, - в них используются усредненные по углу поворота ротора параметры газа (давление и температура) в рабочей полости насоса, на входе и выходе, что не позволяет получить индикаторные

диаграммы НВД. Подвижность стенок каналов учитывается через эмпирический коэффициент, найденный для одного типа профиля роторов. Тем самым, снижается точность расчёта обратных перетеканий газа, которая определяет точность расчета всей откачной характеристики.

Распределение параметров газа в рабочей полости насоса позволяет получить моделирование процессов в пакетах вычислительной гидрогазодинамики (CFD) [26]. Для этого используется численное решение уравнений Навье-Стокса методом конечных объемов. Данные уравнения основаны на условии сплошности среды, поэтому применение этого метода в переходном и молекулярном режимах практически невозможно. Однако частично захватить область переходного режима возможно при задании условия пристеночного скольжения. Высокие требования к вычислительной мощности и большое время расчета ограничивают применение этого метода при проектировочном расчете насосов. Однако все большее количество исследователей сконцентрировались именно на CFD анализе объёмных машин. Так авторы работы [27] использовали пакет вычислительной гидродинамики CFD PumpLinx для трехмерного моделирования, анализа и сравнения рабочего процесса вакуумного насоса типа Рутс, имеющего стандартный прямозубый профиль и двухлопастной винтовой профиль. Сделан вывод, что двухлопастной винтовой профиль более стабилен, чем стандартный профиль. Однако данный анализ был произведен для вязкостного режима течения при давлении на входе в насос 101,3 кПа и давлении на выходе 150 кПа, что не соответствует режимам работы вакуумных насосов типа Рутс. Авторы работы [28] использовали пакет вычислительной гидродинамики CFD Fluent, для анализа распределения давлений в цилиндре насоса Рутс и в впускном и выхлопном патрубках насоса в зависимости от уменьшения сечения трубопровода перед впускным и выхлопным патрубками. В результате анализа автор делает вывод о том, что наилучшая сходимость эксперимента с результатами расчета наблюдается в случае с уменьшенным сечением трубопровода до впускного

и выпускного патрубков. Стоит отметить, что автор при CFD анализе не учитывает торцевые зазоры, но компенсирует их увеличением межроторного.

Авторы работы [29] использовали пакет Ansys-CFX v19.0 с предварительным моделированием динамической сетки газовой области в программном продукте SCORG v5.6 для сравнения расчётных данных с экспериментальными данными, полученными высокоскоростной камерой. Однако автор при проведении эксперимента не индицирует температуры газа на входе и на выходе из машины и не приводит экспериментальных данных о температуре корпуса и роторов. При расчётах в Ansys-CFX автор также не приводит данных о температуре роторов, корпуса и газа, хотя для воздуходувок Рутса при номинальных частотах вращения температура роторов, даже в вакуумном режиме, при давлении на входе не более 30 мм рт.ст., может достигать 140<sup>0</sup>С, что в свою очередь оказывает влияние на скорость газа, перетекания во всех группах зазоров и, как следствие, на сравнительную картину эксперимента и расчёта.

Авторы работы [30] аналогично авторам предыдущей работы проводят анализ двухроторного компрессора в пакете Ansys-CFX с предварительным моделированием динамической сетки газовой области в программном продукте SCORG. Но в отличие от предыдущего автора, который анализировал скорости и траекторию потока, переносимого роторами газа, автор в данной работе анализирует теплообмен. Экспериментальные данные были получены методом инфракрасной термографии и сравнивались с расчетными данными, полученными в результате расчета в Ansys-CFX. Из представленных автором сравнительных диаграмм можно сделать вывод о хорошей сходимости результатов эксперимента и расчета, что позволяет применять Ansys-CFX для прогнозирования сопряженного теплообмена между роторами, корпусом и нагнетаемым воздуходувкой газом в компрессорном режиме. Однако условия теплообмена для воздуходувок Рутса в вакуумном режиме в зависимости от степени разреженности будут

разными, в связи с этим необходимо продолжить исследования сопряженного теплообмена для машин Рутса в вакуумном режиме.

Большинство проведенных ранее исследований насосов типа Рутса были сосредоточены на конструктивном исполнении профиля ротора и на обеспечении постоянства межроторного зазора. Например, авторы работы [31] рассматривают эллиптический профиль ротора с параметром  $b/a$  (рис.1.9) от 0,4 до 0,9, используя при анализе пакет вычислительной гидродинамики CFD PumpLinx для трехмерного моделирования. Опираясь в выводах на величину коэффициента использования объёма, как характеристику производительности насоса и коэффициент пульсаций, как характеристику уровня шума и вибрации, делается вывод о том, что изменение соотношения  $b/a$  приводит к различию в характеристиках. Однако приведенные в работе сравнительные характеристики в большей степени применимы к компрессорам типа Рутса, а для анализа влияния на характеристики отношения  $b/a$  в вакуумных насосах типа Рутса необходимо провести дополнительные исследования в переходном и молекулярном режимах течения и представить зависимости проводимости межроторного канала и каналов между ротором и корпусом.

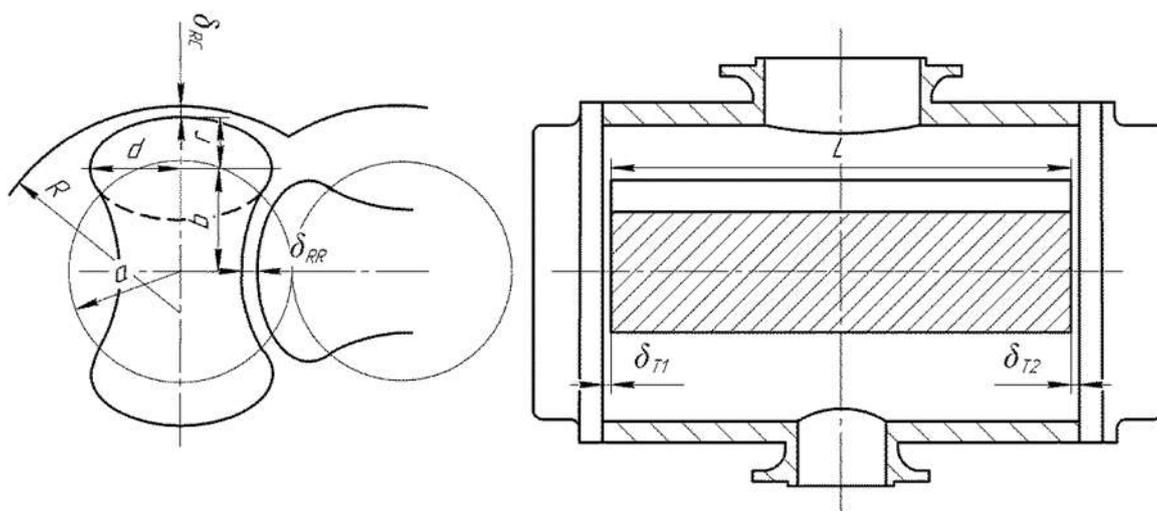


Рис. 1.9. Профиль эллиптического ротора [31]

Авторами работы [32] также рассмотрен эллиптический профиль ротора, и они также сравнивают массовый расход воздуходувки Рутса в

зависимости от соотношения сторон эллипса  $b/a$ . Анализ массового расхода проводился при помощи CFD моделирования, в результате чего сделан вывод об эффективности ротора с соотношением сторон эллипса  $b/a = 0,75$ , однако судить об эффективности профиля ротора основываясь только на быстроте действия не совсем корректно, т.к. кроме быстроты действия (в НВД она пропорциональна коэффициенту использования отсеченного объема  $\chi$ ) необходимо учитывать коэффициент проводимости (характеризует перетекания газа через щелевые каналы роторного механизма). Поэтому для определения максимально эффективного профиля ротора вакуумных насосов типа Рутс оба параметра необходимо рассматривать совместно.

В работе [33] предложен улучшенный эвольвентный профиль, в котором головка ротора состоит как минимум из 4-х участков (эвольвента, окружность, прямая линия и окружность), а в работе [34] рассмотрен профиль ротора ДВН на базе эвольвентной кривой и циклоид. В патенте [35] предложен еще один улучшенный профиль ротора.

К сожалению, в работах [27, 33 - 35] эффективность профиля ДВН оценивалась с точки зрения увеличения коэффициента использования объема. Для более полной картины необходим анализ влияния профиля на перетекания через каналы при молекулярном, переходном и вязкостном режимах течения газа.

В работе [29] с помощью оптического способа подтверждено хорошее согласие экспериментально полученных линий течения газа в воздуходувках типа Рутс с результатами CFD моделирования. Для расчета использовалась динамическая сетка, созданная в пакете SCORG и пакет ANSYS CFX 19.0.

В работе [29] в пакете Ansys Fluent моделируется трехлопастной насос типа Рутс с перепуском газа с выхода в отсеченный объем. Сравнение с экспериментом показывает хорошую сходимость. Сделан вывод о том, что перепуск снижает пульсации на выходе на 50%, однако объемная производительность при этом уменьшается на 3,5%.

Одна из попыток поиска оптимального профиля ротора с эллипсом на головке предпринята в работе [32]. В ней при помощи CFD моделирования получена зависимость коэффициента подачи от отношения полуосей эллипса  $d/r$  в диапазоне от 1 (окружность) до 0,75. Однако, не проведено исследование профиля при  $d/r > 1$ . Также не проводилось исследование характеристик в молекулярном режиме течения газа в каналах.

При низких давлениях на характеристики насоса основное влияние оказывают обратные перетекания через каналы в роторном механизме. Поэтому значительный интерес представляют работы [38, 39, 72], посвященные исследованию проводимости таких каналов.

Моделирование течения газа во всех диапазонах давлений возможно с помощью метода решеточных (сеточных) уравнений Больцмана (Lattice Boltzmann Equations, LBE), где столкновения между молекулами газа учитываются при помощи модели Батнагара — Гросса — Крука. Несмотря на еще большие затраты вычислительной мощности по сравнению с CFD этот метод хорошо поддается распараллеливанию, что делает его применимым на больших вычислительных кластерах. Однако, неустойчивость решения на границе подвижных тел ограничивает его применение при расчетах роторных насосов [40].

Совместить точность с высокой скоростью расчета позволяет подход, основанный на решении уравнений состояния и сохранения энергии в дифференциальной форме, другими словами, уравнений «тела переменной массы». Такие уравнения получены в работе Мамонтова М. А. [41] и представлены в виде

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\alpha} &= \frac{k-1}{\omega V} \left( \omega \frac{dQ_T}{d\alpha} + G_{np} h_{np} - G_{yt} h_{yt} - \frac{k}{k-1} \omega P \frac{dV}{d\alpha} \right), \\ \frac{dT}{d\alpha} &= \frac{(k-1)P}{\omega PV} \left( \omega \frac{dQ_T}{d\alpha} + \frac{k-1}{k} (G_{np} - G_{yt}) \cdot h_{yt} + G_{np} (h_{np} - h_{yt}) - \omega P \frac{dV}{d\alpha} \right), \end{aligned} \quad (1.7)$$

где  $Q_T$  - внешнее подведенное тепло;  $G_{np}, G_{yt}$  - секундный приход и уход газа;  $h_{np}, h_{yt}$  - энтальпия притекающего и утекающего газа;  $k$  -

показатель адиабаты;  $P$ –давление;  $T$ – температура;  $V$  –объём;  $\omega$  – угловая скорость ротора;  $\alpha$  – угол поворота ротора.

Данный подход иногда называют «камерным методом». Он устанавливает связь между давлением, температурой газа и углом поворота роторов и позволяет определить параметры газа при любом положении роторов роторного механизма. Метод хорошо проявил себя в работах [42 - 44] для расчёта спиральных и кулачково-зубчатых насосов, работающих в вакуумном режиме, а в работе [46] – для расчета воздуходувки Рутса.

Таким образом, приведённый обзор существующих методик расчета характеристик насосов типа Рутс показал, что наиболее подходящей для математического моделирования рабочего процесса НВД является методика, основанная на решении дифференциальных уравнений состояния системы с переменной массой. Основанная на данном подходе модель рабочего процесса исключает необходимость использования эмпирического коэффициента заполнения, позволяет получить параметры газа в рабочей камере при любом угле поворота ротора и, тем самым, расширяет область применения модели.

### **1.6. Постановка задачи исследования**

Стремительное развитие микроэлектроники, медицины, пищевой промышленности, энергетики и индустрии упаковки требуют безмасляного вакуума. Увеличение объемов откачиваемых камер, например, в металлургии или при создании установок имитации космического пространства требует также очень большой скорости безмасляной откачки. В этой связи чрезвычайно актуально применение двухроторных вакуумных насосов, которые имеют производительность до 40000 м<sup>3</sup>/ч и агрегируются с «сухими» насосами.

Для модернизации и проектирования безмасляных бесконтактных вакуумных машин, включая НВД типа Рутс, необходимо применение математической модели рабочих процессов, поскольку именно

математическое моделирование позволяет прогнозировать влияние геометрических параметров машины, молекулярной массы откачиваемого газа, зазоров, частоты вращения, быстроты действия ФВН на откачные характеристики НВД.

В связи с этим цель настоящей работы заключается в повышении эффективности рабочего процесса НВД за счет снижения обратных перетеканий.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработка трех опытных образцов насосов НВД с тремя различными профилями роторов: эвольвентный и два эллиптических с различными геометрическими параметрами (согласно патента №2730769 с соотношениями  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$ ) и с соотношениями  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$  (параметры, соответствующие корпусу серийно выпускаемого АО «Вакууммаш» насоса НВД-200) и их экспериментальное исследование.

2. Разработка стенда для проведения экспериментальных исследований откачных характеристик НВД в широком диапазоне изменения факторов, влияющих на процесс откачки.

3. Разработка математической модели рабочего процесса НВД, учитывающей температуры роторов и корпуса, температурные зависимости газа на входе и выходе роторного механизма, подвижность стенок каналов. Валидация и верификация разработанной модели.

4. Численный и экспериментальный анализ влияния на откачные характеристики НВД профиля роторов, молекулярной массы откачиваемого газа, зазоров, частоты вращения, быстроты действия ФВН.

5. Разработка практических рекомендаций по повышению эффективности работы НВД и агрегатов на их основе.

## **Глава 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НВД**

Во второй главе рассмотрены объекты исследования – три НВД с различными профилями роторов и испытательный стенд для анализа откачных характеристик. Представлены методики измерения откачных характеристик и результаты экспериментов. Проведена оценка погрешности эксперимента.

### **2.1. Разработка объектов экспериментальных исследований**

Основным способом подтверждения адекватности математической модели является ее валидация путем сравнения с экспериментальными характеристиками. В связи с этим для формирования базы экспериментальных данных разработаны и изготовлены три НВД с различными профилями роторов, т.к. одним из наиболее важных факторов, влияющих на откачные характеристики двухроторной машины, является профиль ротора. Именно он определяет обратные перетекания, остаточное давление и общую эффективность двухроторной машины.

Классическая двухроторная машина (рис.2.1) типа Рутс включает в себя: корпус 1 с двумя цилиндрическими расточками; две торцевые опорные крышки 2 и 3; пару роторов 4 и 5 в виде восьмерок, расположенных параллельно относительно друг друга. На крышках 2 и 3 установлены масляные картеры 6 и 7, приводной вал соединен с электродвигателем 8. Роторы 4 и 5 установлены в корпусе 1 с гарантированными зазорами:  $\delta_{pp}$  – между роторами (рис. 2.2);  $\delta_{pk1}$ ,  $\delta_{pk2}$  – между роторами и корпусом;  $\delta_{t1}$ ,  $\delta_{t2}$  – между роторами и торцевыми опорными крышками. В картере 6 расположены: механизм синхронизации вращения роторов в виде зубчатых колес 9, маслоразбрызгивающий диск 10, при вращении которого создается масляный туман, смазывающий подшипники и шестерни. В картере 7 расположен маслоразбрызгивающий диск 11.

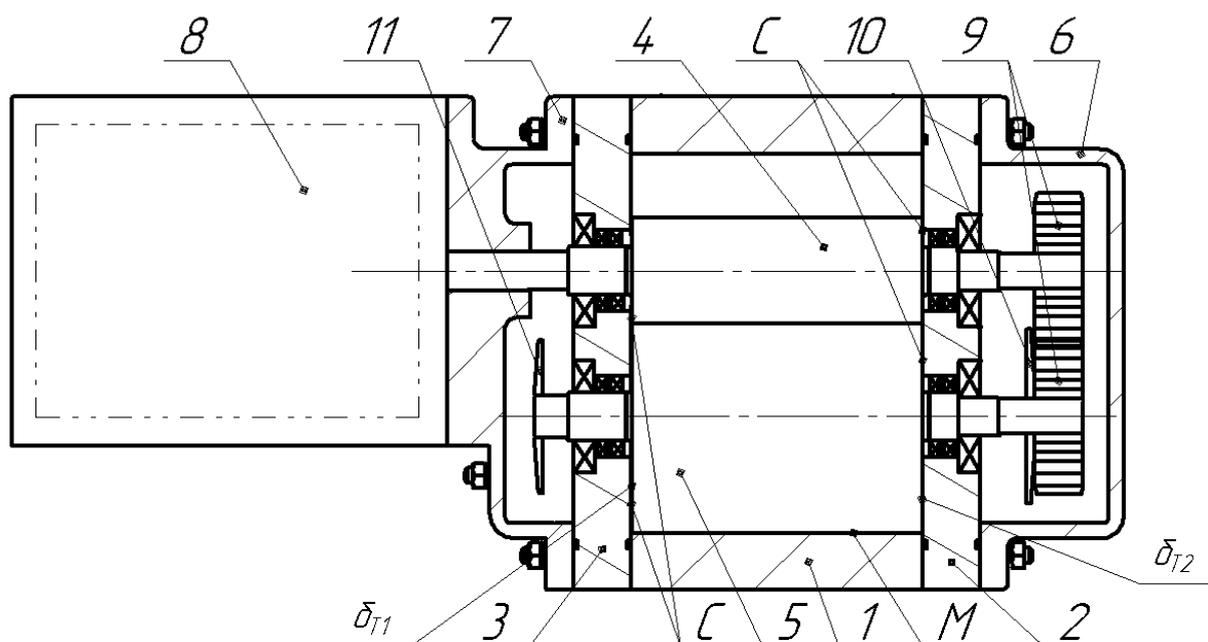


Рис.2.1 Схема классического двухроторного вакуумного насоса типа Рутс.

Двухроторная машина работает следующим образом: при включении электродвигателя 8 роторы 4 и 5 начинают вращаться навстречу друг другу (направление вращения показано стрелками на рис.2.2). Во время вращения роторы 4 и 5 образуют рабочие камеры 12 и 13 и переносят их от входного патрубка 14 к выхлопному патрубку 15.

Для валидации разрабатываемой математической модели было решено создавать опытные образцы на базе насоса НВД-200, серийно выпускаемого предприятием АО «Вакууммаш». Это позволило сохранить межосевое расстояние и использовать все кинематические узлы от НВД-200. Отношение  $r/a$  изменялось за счет радиуса расточки корпуса.

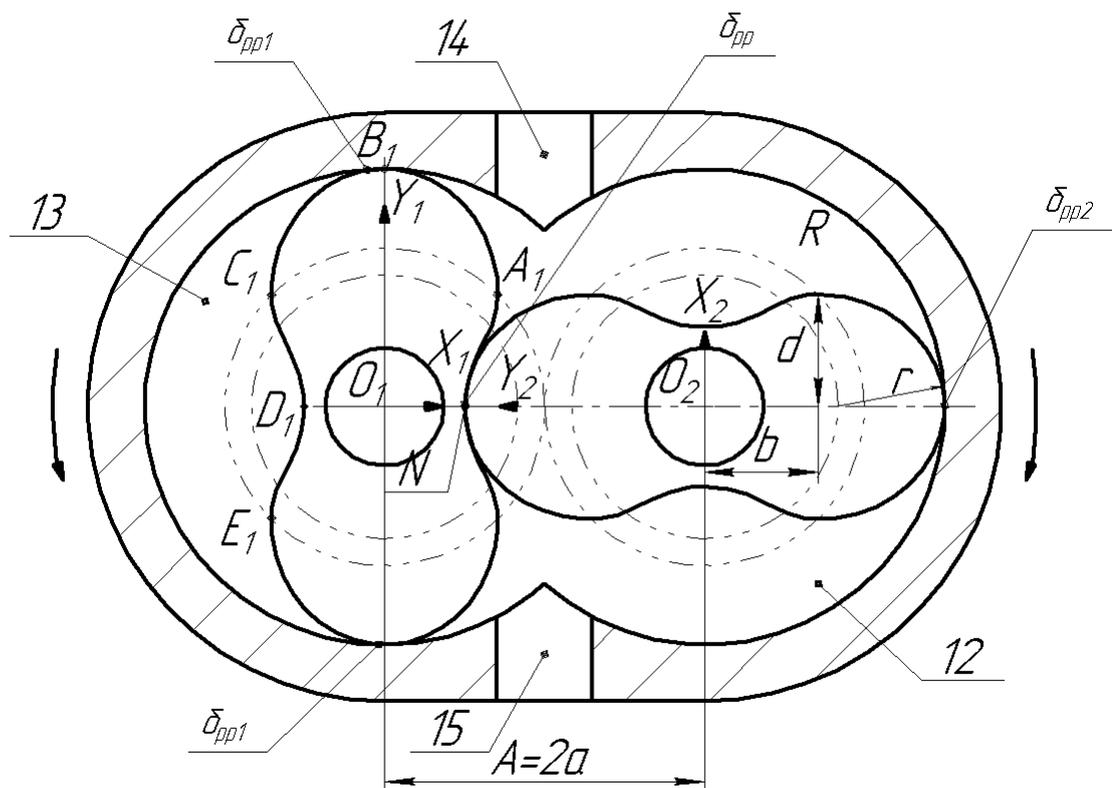


Рис. 2.2 – Схема роторного механизма двухроторного вакуумного насоса типа Рутс

В итоге, для валидации математической модели с последующей оценкой эффективности каждого из профилей роторов были разработаны: НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $b/a \approx 0.85$  и  $r/a \approx 0.64$  (рис.2.3, патент № 2730769); НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $b/a = 0.892$  и  $r/a = 0.705$  (рис.2.4) и НВД с эвольвентным профилем ротора (рис.2.5). Использование эллиптических роторов с последними соотношениями позволило создать насос с корпусом от серийно выпускаемого насоса НВД-200 и более наглядно сравнить откачные характеристики. Третий опытный образец НВД собран с роторами с эвольвентным профилем (рис.2.5).

Выражения для построения данных профилей представлены в п. 2.1.1. Кроме трех вновь разработанных НВД, для сравнения основных откачных характеристик и валидации математической модели использовался также серийно выпускаемый насос НВД-200 с необкатываемо-окружным профилем

ротора (ножка этого ротора не является огибающей участка, образованного выпуклой дугой окружности, и состоит из двух окружностей и прямой, соединяющей их).

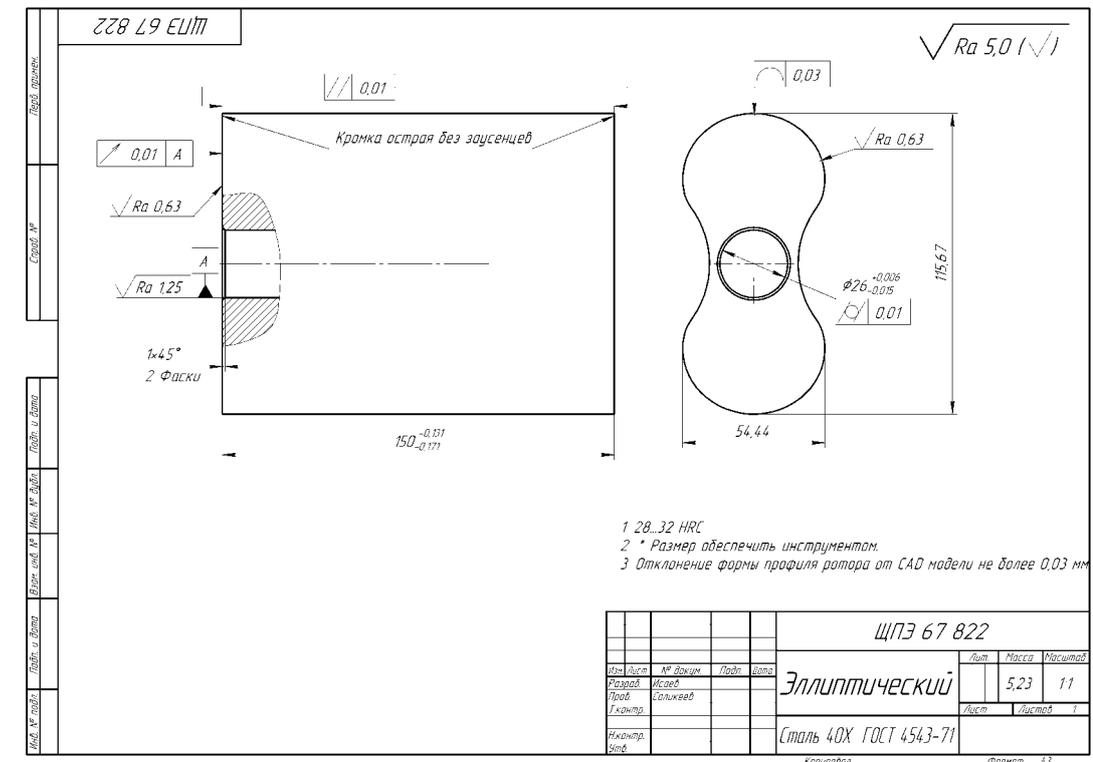


Рис. 2.3 - Эллиптический профиль ротора (патент № 2730769)

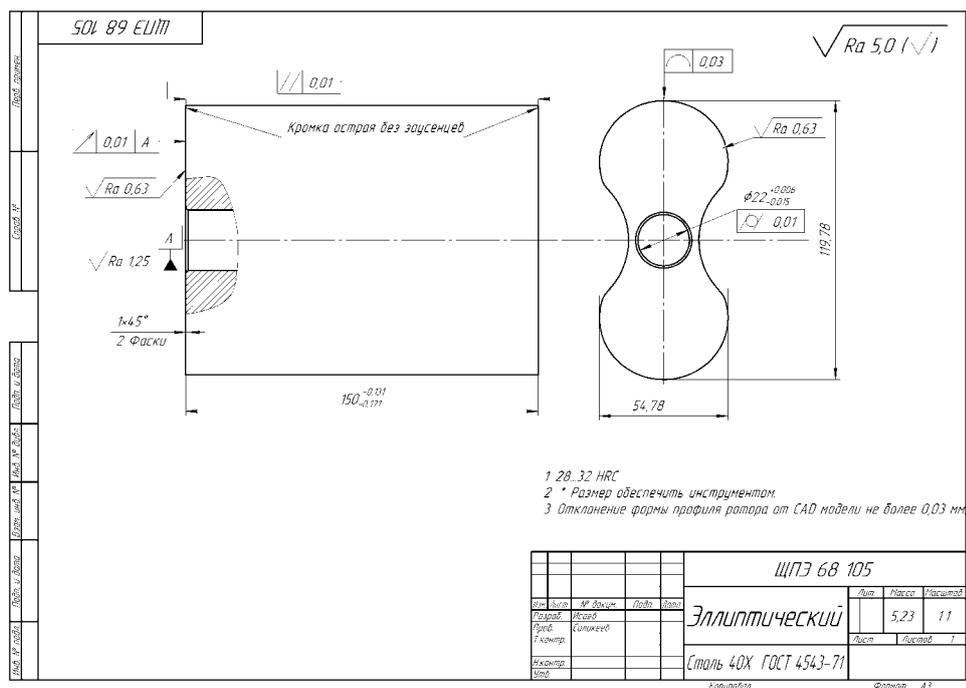


Рис. 2.4 – Эллиптический профиль ротора с параметрами  $\frac{b}{a} = 0,892$  и

$$\frac{r}{a} = 0,705$$

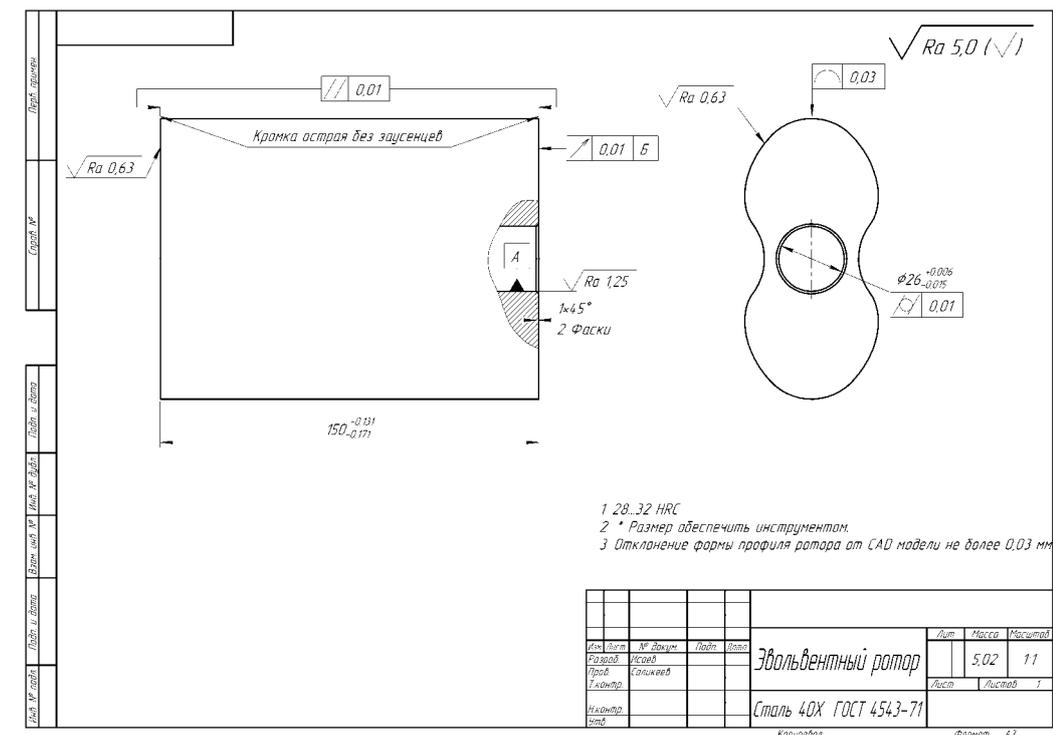


Рис. 2.5 – Эвольвентный профиль ротора

Поскольку все три типа роторов изготавливались на электроэрозионном станке, то пришлось делать их разборными, т.е. разделить профили роторов (рис.2.3-2.5) и валы (рис.2.6а), через которые происходит передача вращающих моментов и синхронизация ведущего и ведомого роторов. Профили роторов сажались на валы методом горячей посадки.



Рис. 2.6 –Ведущий и ведомый валы НВД

### 2.1.1. Построение профилей роторов

Эллиптический ротор состоит из выпуклого участка контура профиля ротора, образованного участком эллипса  $A_1B_1C_1$  (рис. 2.2), который в системе координат  $X_2O_2Y_2$  описывается следующим образом

$$\begin{aligned}x_2 &= b + r \cdot \cos(s); \\ y_2 &= d \cdot \sin(s),\end{aligned}\tag{2.1}$$

где  $b$  – расстояние от центра эллипса до оси ротора, м;  $r$  – меньшая полуось эллипса, м;  $d$  – большая полуось эллипса, м;  $s$  – параметр профиля на плоскости.

Получение сопряженного профиля вогнутого участка  $C_1D_1E_1$  происходит перестроением вышеописанных уравнений, заданных в системе подвижных координат одного ротора, в систему подвижных координат другого ротора с помощью уравнений связи координат.

Профиль роторов с эллипсом на головке определяется следующими параметрами (см. рис. 2.3):  $A$  – расстояние между центрами роторов, м;  $a=A/2$  – радиус базовой окружности, м;  $R=b+r$  – радиус расточки корпуса, м;  $z=2$  – число головок ротора.

Основные параметры профилей роторов, используемых при экспериментальном исследовании НВД в данной работе, представлены в таблице 2.1

Табл. 2.1 Геометрические параметры опытных роторов

№	A	a	Г <sub>Головки</sub> ротора	d	b	R	z	Г <sub>основной</sub> окружности
Эллиптический ротор с соотношениями $\frac{b}{a} \approx 0,85$ и $\frac{r}{a} \approx 0,64$ (патент № 2730769 )	75	37,5	24	27,2	31,88	55,975	2	-
Эллиптический ротор с соотношениями $\frac{b}{a} = 0,892$ и $\frac{r}{a} = 0,705$			26,44	27,4	33,45	59,9625	2	-
Эвольвентный ротор			20,21	-	-	57,035	2	25,1

В общем виде кривая огибающей головки ротора выражается параметрическими уравнениями [36]

$$\begin{aligned} x_1 &= A \cos(\alpha) - \cos(2\alpha)x_2(s) - \sin(2\alpha)y_2(s), \\ y_1 &= A \sin(\alpha) + \cos(2\alpha)y_2(s) - \sin(2\alpha)x_2(s). \end{aligned} \quad (2.2)$$

Профиль эвольвентного ротора (рис.2.6) состоит из выпуклого участка, образованного эвольвентной кривой, и участка, образованного вогнутой дугой, которая является огибающей участка, образованного выпуклой дугой. Радиус окружности, образующей выпуклую дугу, находится в интервале

$$\frac{\sqrt{2}}{16} \cdot \pi A < R < A \cdot \frac{27-5\sqrt{2}}{56} \quad (2.3)$$

Радиус основной окружности эвольвентной кривой находится в диапазоне

$$\frac{A}{2\sqrt{2}} < r < 0.3 \cdot A \cdot \sqrt{2} \quad (2.4)$$

где  $R$  – радиус, образующий выпуклую дугу окружности,  $A$  – межосевое расстояние,  $r$  – радиус основной окружности эвольвентной кривой.

Бесконтактное вращение роторов обеспечивается при помощи гарантированной величины зазоров между роторами ротор-ротор  $\delta_{pp}$  радиальных зазоров ротор-корпус  $\delta_{pk}$  и торцевых между роторами и торцевыми крышками  $\delta_T$ . Заданная величина зазоров обеспечивается за счет сочетания занижения теоретического профиля роторов и завышения радиуса расточки корпуса. При этом величина занижения ротора составляет  $e_p = \delta_{pp}/2$ . Координаты эллиптической головки ротора с занижением можно получить по формуле, полученной в работе [44]

$$\begin{cases} x_e = b + r \cdot \cos(s) - \frac{e_p \cdot d \cdot \cos(s)}{\sqrt{r^2 \sin^2(s) + d^2 \cdot \cos^2(s)}} \\ y_e = d \cdot \sin(s) - \frac{e_p \cdot r \cdot \sin(s)}{\sqrt{r^2 \cdot \sin^2(s) + d^2 \cdot \cos^2(s)}} \end{cases} \quad (2.5)$$

Заниженный профиль ножки ротора строится аналогичным образом.

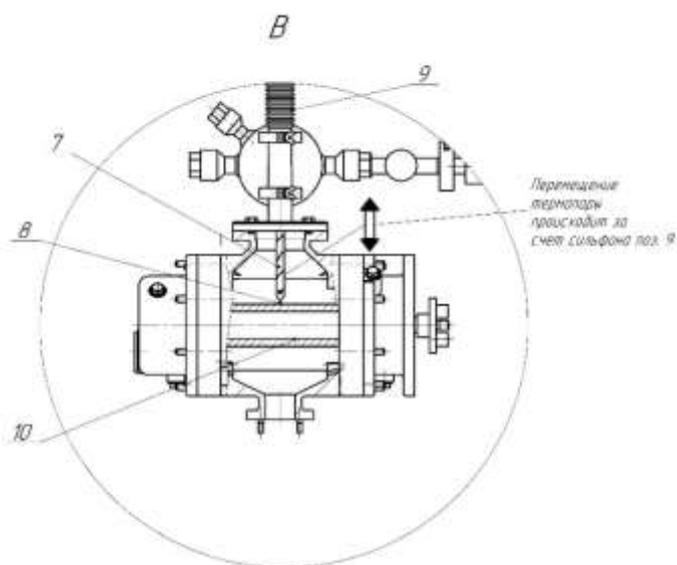
## 2.2. Описание стенда экспериментальных исследований

Для формирования экспериментальной базы данных создан стенд комплексных экспериментальных исследований НВД, позволяющий охватить широкий диапазон факторов, влияющих на процесс откачки. Стенд снабжен сменными колпаками, один из которых применялся для измерения температуры роторов роторного механизма рис.2.7, а другой - для измерения откачных характеристик (рис.2.8). Схема стенда представлена на рис.2.9. Основные технические характеристики средств измерения сведены в табл. 2.1. Объектами испытаний поочередно являются четыре исследуемых НВД с различными профилями роторов.

Для проведения термометрирования роторов на вход испытуемого насоса устанавливалась сменная камера с механизмом, состоящим из текстолитового стержня (поз.7 рис. 2.7), в котором размещен чувствительный элемент – хромель-копелевая термопара для измерения температуры роторов (поз.8 рис.2.7). Термопара за счет сильфонного узла может перемещаться без разгерметизации с ходом около 15мм. На измерительный колпак также установлена гребенка тепловых расходомеров (поз.3 рис.2.8), газовый ротационный счетчик (поз.6) и гребенка мембранно-емкостных вакуумметров (поз. 5). На корпусе объекта испытания в трех местах закреплены термопары: в зоне входного патрубка, посередине корпуса и в зоне выхлопного патрубка. Кроме температуры корпуса и температуры роторов измеряются температуры газа на входе и выходе из НВД.

При помощи расходомеров, вакуумметров и частотного преобразователя на входе в насос выставляется определенное давление, расход газа и частота вращения роторов. Каждая точка по давлению, соответственно расходу и частоте вращения, выдерживается не менее 2 часов (для установления теплового равновесия). Далее НВД останавливается, форвакуумный насос НВСП-35 (поз.1 рис.2.8) при этом продолжает работать, поддерживая вакуум в объекте испытания. После быстрой остановки НВД за

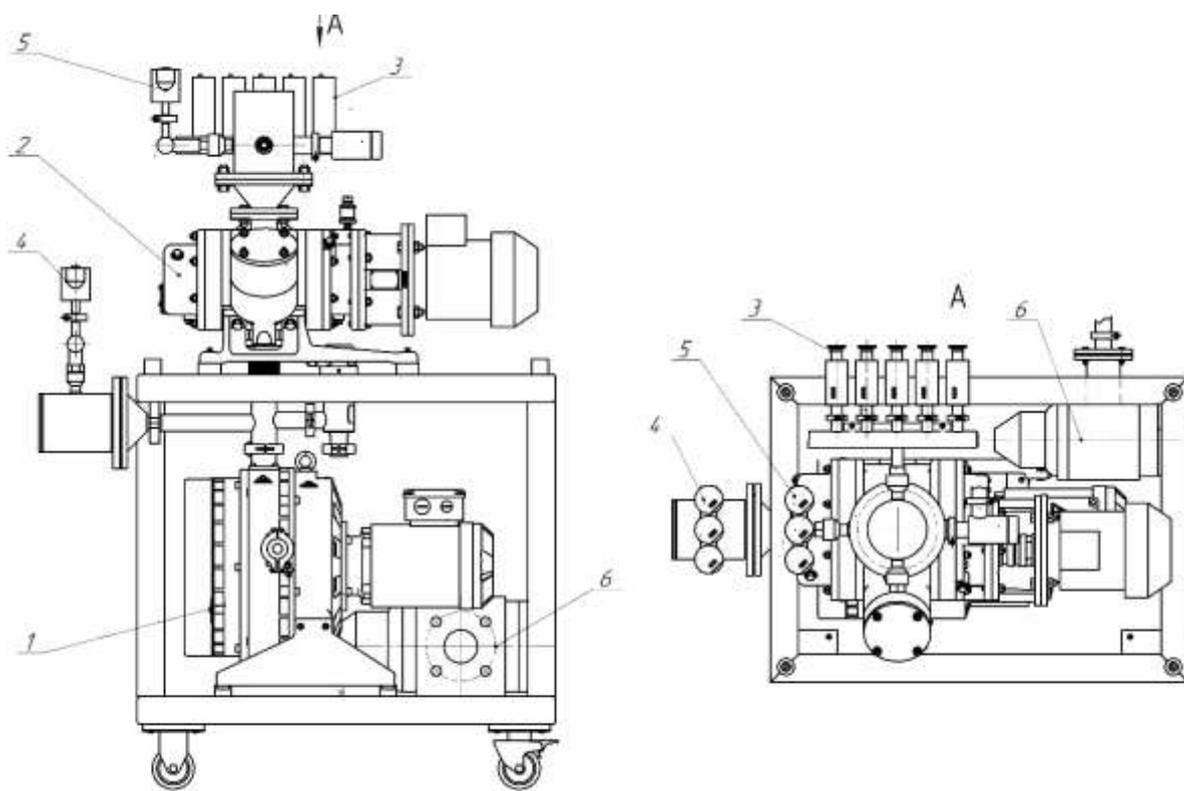
счет установленного в механизм измерения температуры роторов сиффона (поз.9 рис.2.7) термопара (поз.8) прижимается к поверхности ротора (поз.10). Таким образом, достигается измерение температуры роторов без разгерметизации рабочей полости. Одновременно измеряется температура корпуса в трех точках и температура газа на входе и выходе из объекта испытания. Измерение мощности производится при помощи универсального измерительного прибора ЩМ-120, измерение частоты вращения - при помощи фототахометра АТТ-6002.



7 - текстолитовый стержень; 8 - термопара; 9 - сиффон; 10 - ротор.

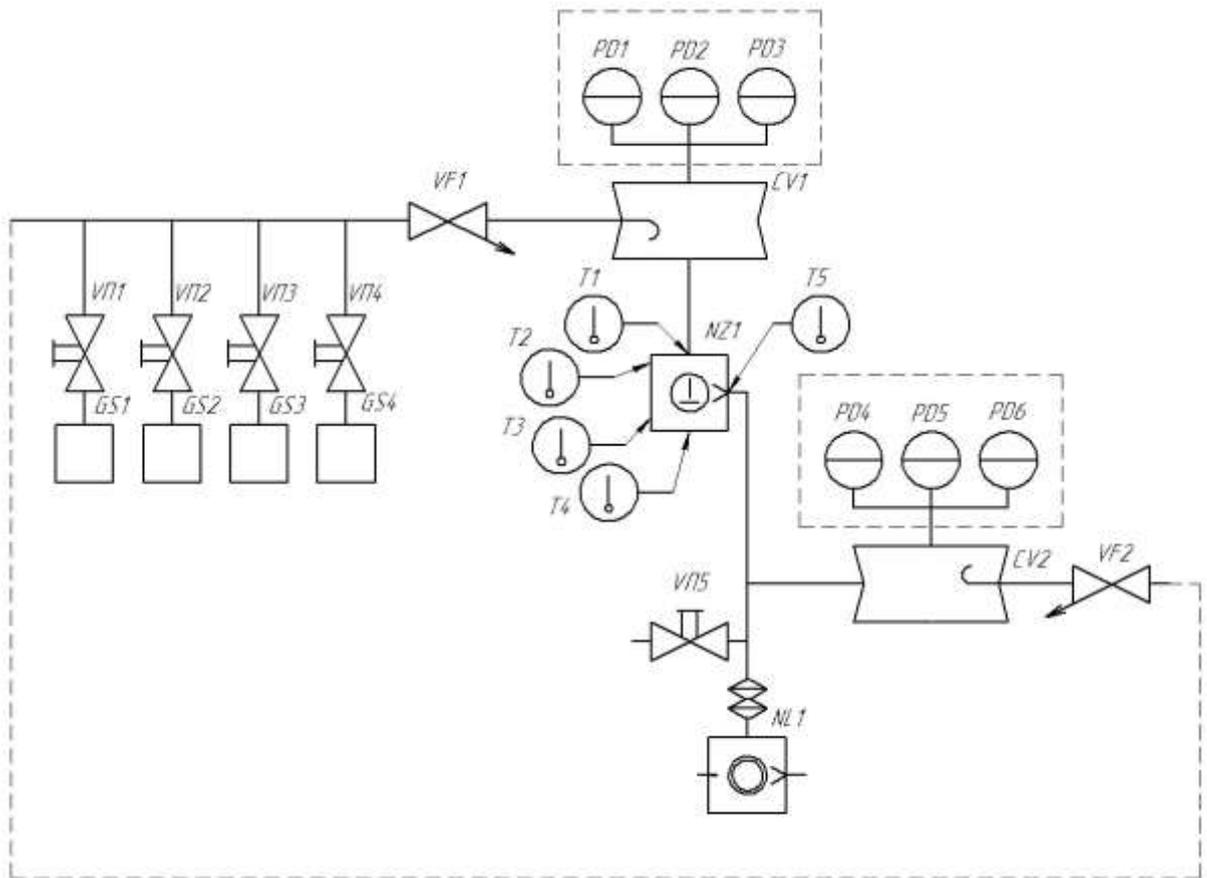
Рис.2.7. - Схема измерения температуры роторов НВД

Для измерения откачных характеристик на входе и выходе НВД устанавливаются камеры, изготовленные по ГОСТ 32974.1-2016. На камере, установленной на входе в объект испытания, размещена гребенка тепловых расходомеров (поз.3 рис. 2.8) с газовым счетчиком (поз.6) и гребенка с мембранно-емкостными вакуумметрами (поз. 5). На камере, установленной на выходе из НВД, также размещена гребенка с мембранно-емкостными вакуумметрами (поз.4). В качестве форвакуумного насоса используется серийно выпускаемый предприятием АО «Вакууммаш» спиральный вакуумный насос НВСП-35 с номинальной быстротой 10 л/с. Частота вращения НВД изменяется при помощи частотного преобразователя FCP-106 Danfos.



- 1- НВСП-35; 2 – объект исследования - НВД; 3 - тепловые расходомеры; 4,  
5 – мембранно-емкостные вакуумметры; 6 - счетчик газа ротационный.

Рис.2.8. Стенд измерения откачных характеристик НВД



NZ1 – объект испытания насос вакуумный двухроторный НВД; NL1 – насос вакуумный спиральный НВСП-35; CV1 и CV2 – измерительные камеры; PD1... PD6 – вакуумметры мембранно-емкостные; GS1 ... GS6 – регуляторы расхода газа; VP1-VP5 – клапан вакуумный; VF1 и VF2 – натекатели; T1....T7 – термопары;

Рис.2.9. Вакуумная схема стенда испытаний НВД

Таблица 2.2

## Технические характеристики средств измерения

Наименование	Количество	Примечание
1	2	3
1. Барометр-анероид М-67, ТУ 25-04-1797-75	1 шт	ПГ ± 0,8 мм рт.ст.
2. Гигрометры психометрические ВИТ-1 и ВИТ-2, ТУ 26.51.51.-001-05664383-2017	1 компл	ПГ ± 0,2 °С, ПГ ± 7 %
3. Датчик давления мембранно- емкостной CERAVAC мод.СTR100, ВПИ* 1000 Torr	2 шт	ПГ ± 5%
4. Датчик давления мембранно- емкостной CERAVAC мод.СTR100, ВПИ* 10 Torr	2 шт	ПГ ± 5%
5. Датчик давления мембранно- емкостной CERAVAC мод.СTR100, ВПИ* 0,1 Torr	2 шт	ПГ ± 5%
6. Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 2000 ст.см <sup>3</sup> /мин, 6 мм Swagelok, 15 пин, 0-5В, Витон, Н.З.	1 шт	КТ 1,5

Продолжение таблицы 3

1	2	3
7. Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 20000 ст.см <sup>3</sup> /мин, 6 мм Swagelok, 15 пин, 0-5В, Витон, Н.З.	2 шт	КТ 1,5
8. Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 300 ст.л/мин, 6 мм Swagelok, 15 пин, 0-5В, Витон, Н.З.	2 шт	КТ 1,5
9. Счетчик газа ротационный РАВО G40 – У с пределами измерения (0,6...65 м <sup>3</sup> /ч),	1 шт.	ПГ ± 2 %
10. Секундомер электронный Интеграл С-01, ТУ РБ 100231303.011-2002	1 шт	ПГ ±(9,6·10 <sup>-6</sup> ·Т <sub>x</sub> +0,01) с
11. Тахометр АТТ–6002,	1 шт	ПГ± (0,1 %+2е.м.р.)
12. Прибор цифровой электроизмерительный многофункциональный с трансформаторами тока, ЦМ120, ТУ 25-7504.227-2014	1 шт	КТ 0,5
13. Прибор для измерения и регулирования температуры многоканальный Термодат-19Е6, ТУ 4218-004-12023213-2013	1 шт	КТ 0,25
14. Термопара ХК (L)	7 шт	КТ2
15. Измерительная камера по ГОСТ 32974.1-2016	2 шт	

Испытательный стенд позволяет получить следующие параметры НВД и агрегата:

- Быстроту действия;
- Проводимость роторного механизма;
- Противодействие;
- Остаточное давление;
- Температуры: корпуса в трех точках, роторов, газа на входе и выходе испытуемого объекта;
- Потребляемую мощность;

На рис. 2.10 представлен внешний вид стенда испытания с установленным на него объектом испытания и подключенным измерительным оборудованием.

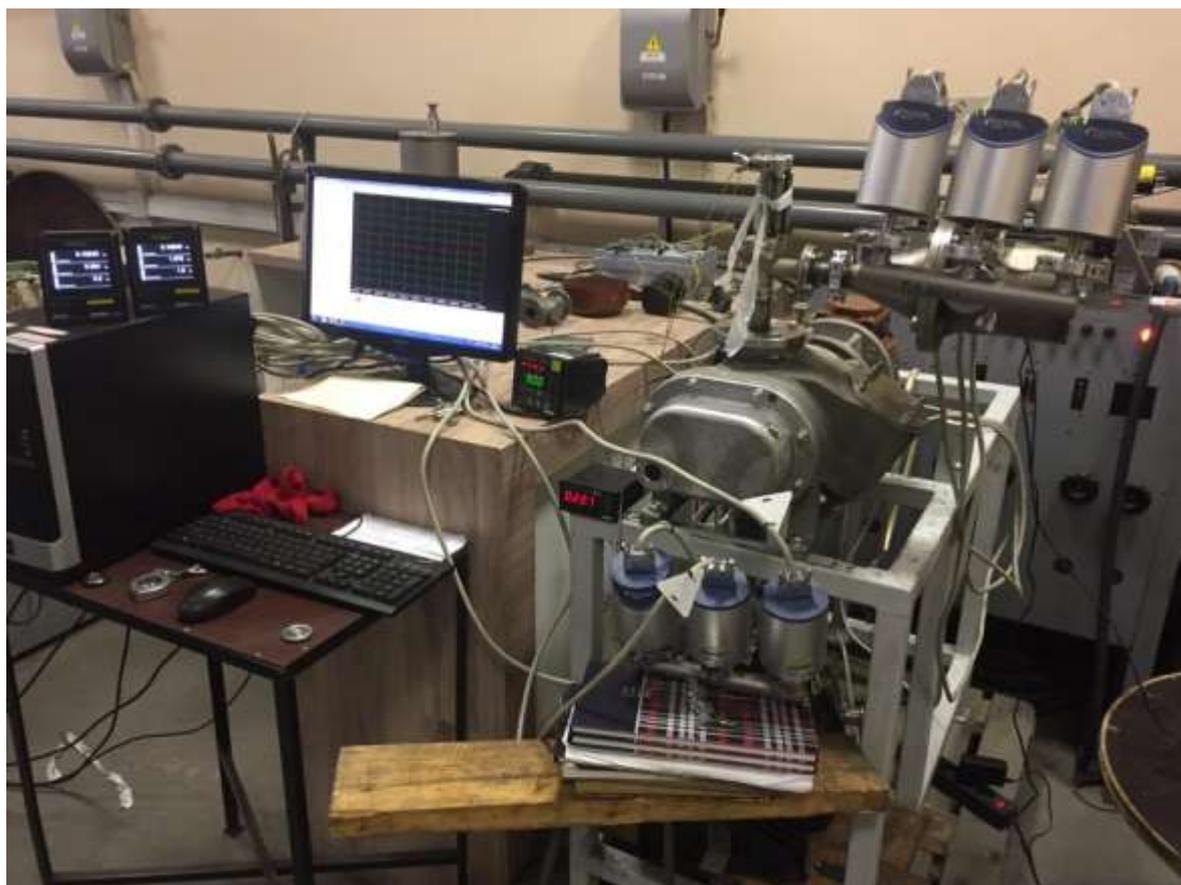


Рис.2.10 Стенд испытаний с установленным на вход насоса колпаком для термометрирования роторов и корпуса НВД

## 2.3. Методика проведения исследований

### 2.3.1. Измерение быстроты действия

Измерение быстроты действия насоса осуществляют во всем диапазоне рабочих давлений, причем в каждом десятичном диапазоне входных давлений  $P_{вх}$  выполняется не менее трех измерений. При измерении быстроты действия используется стандартная методика ГОСТ 32974.1-2016 «Стандартные методы измерения характеристик вакуумных насосов».

Испытания выполняются в следующей последовательности:

- Испытуемый насос NZ1 устанавливается на раму согласно рис. 2.8;
- Клапаны VП1- VП5 закрыты, натекатели VF1 и VF2 закрыты, включается насос NL1, стенд откачивается до давления 10 мм рт.ст. по вакуумметру PD2;
- Устанавливается необходимая частота вращения на преобразователе частоты FCP-106, запускается NZ1, и измерительная камера CV1 откачивается не менее 120 мин (с целью достижения теплового равновесия и прекращения дальнейшего изменения давления в камере CV1);
- открывается натекатель VF1, и устанавливается расход, обеспечивающий повышение давления в 2-3 раза, при помощи регулятора расхода газа GS1. Измеряются давления на входе и выходе из насоса, и одновременно измеряется расход газа через регулятор расхода газа GS1 (вакуумметры работают в диапазоне: PD1 – от  $1 \cdot 10^{-4}$  до  $1 \cdot 10^{-1}$  мм рт.ст., PD2 – от  $1 \cdot 10^{-1}$  до  $1 \cdot 10^1$  мм рт.ст., PD3 – от  $1 \cdot 10^1$  до  $1 \cdot 10^3$  мм рт.ст.);
- далее при помощи регулятора расхода газа GS1 устанавливается следующая ближайшая точка десятичного диапазона давлений. Вновь измеряются давления на входе и выходе насоса и расход газа через регулятор расхода газа GS1. Данный пункт повторяется до достижения максимального потока для регулятора расхода газа GS1;
- закрывается регулятор расхода газа GS1;
- аналогичные измерения производятся для регуляторов расхода газа GS2... GS5;

– по завершению испытаний выключаются регуляторы расхода газа GS1...GS5, закрывается натекагель VF1, выключаются насосы NZ1, NL1, открывается ВП1.

Быстрота действия насоса ( $S_{ВХ}$ ), л/с определяется по формуле

$$S_{ВХ} = (q \cdot P_6) / P_{ВХ} \quad (2.6)$$

где  $q$  – поток газа, выраженный в объемных единицах л/с;

$P_6$  – атмосферное давление, мм рт.ст.;

$P_{ВХ}$  – давление, измеряемое в вакуумной камере, мм рт.ст., равное давлению на входе в насос.

По результатам измерений построены зависимости быстроты действия для трех профилей роторов от давления на входе в НВД, которые представлены на рис. 2.11 – 2.13.

Проводить оценку эффективности профилей роторов на основе экспериментальных данных, полученных для разных насосов, некорректно, поскольку все опытные образцы имеют различные зазоры в роторном механизме, что связано с погрешностью изготовления и сборки НВД. В связи с вышесказанным, будем использовать данные зависимости для валидации математической модели в п.3.7, а вот сравнение «эффективности» профилей роторов проведем сопоставлением расчетных характеристик, полученных при одинаковых зазорах, в главе 4.

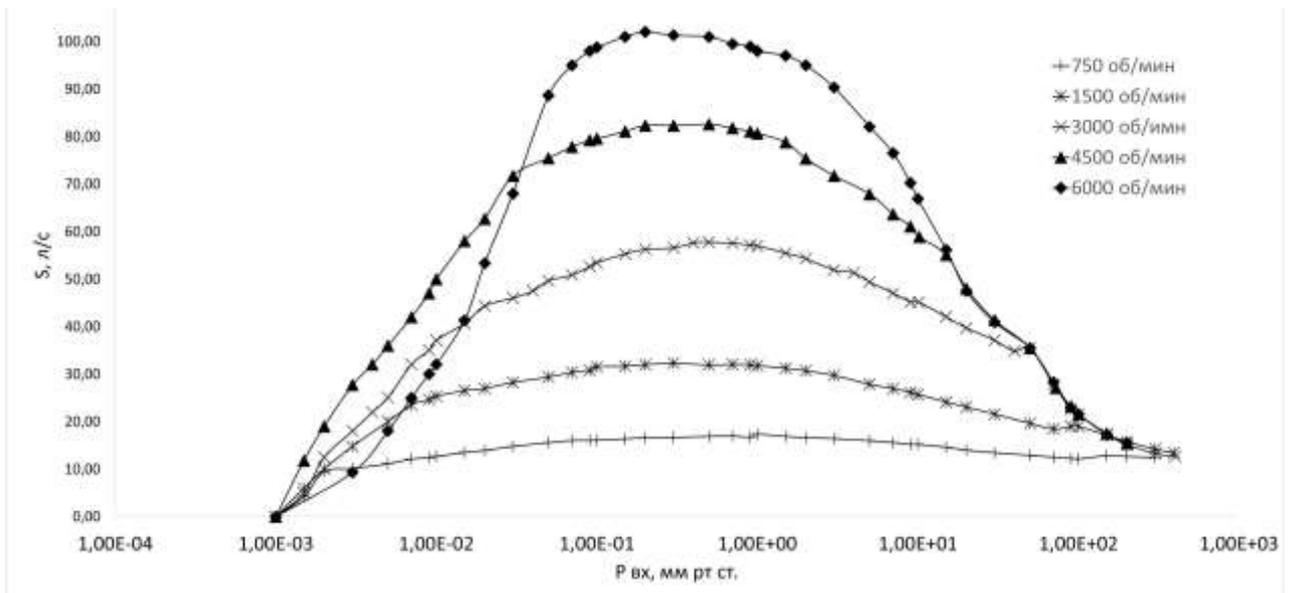


Рис. 2.11 – Зависимость быстроты действия от давления на входе в НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$

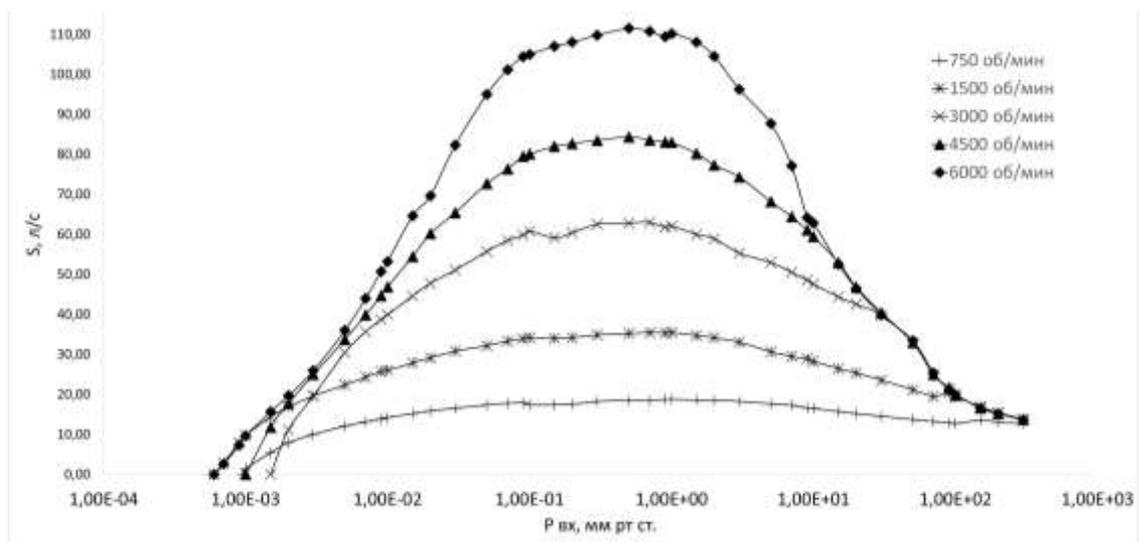


Рис. 2.12 – Зависимость быстроты действия от давления на входе в НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$

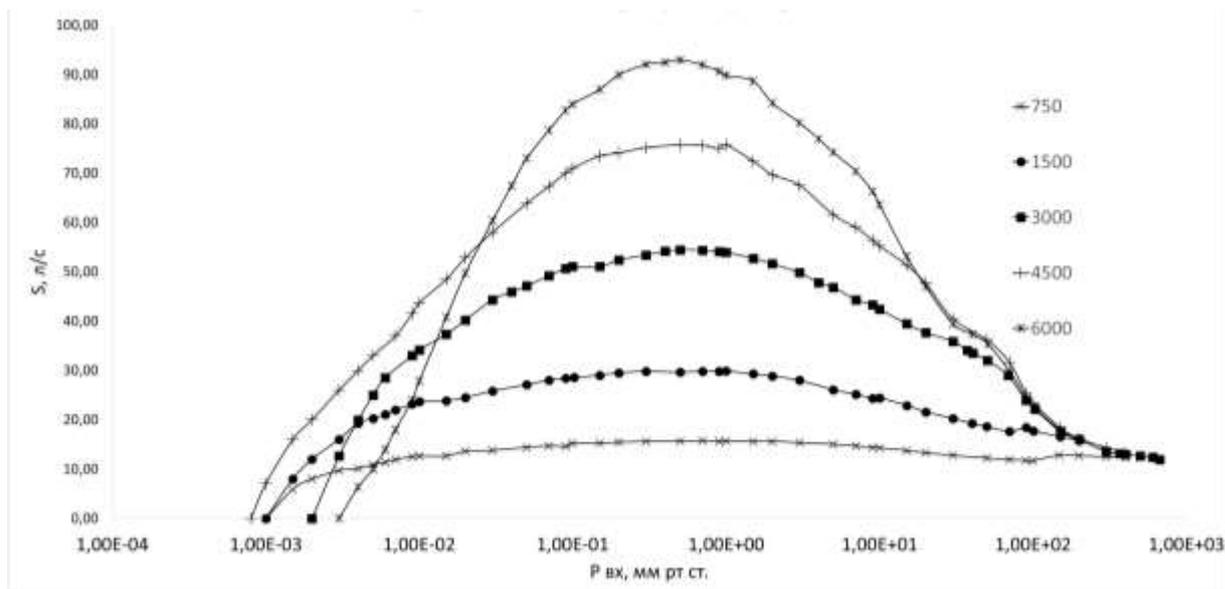


Рис. 2.13 – Зависимость быстроты действия от давления на входе в НВД с эвольвентным профилем ротора [36]

### 2.3.2. Измерение максимального отношения давлений выхода и входа

Измерения максимального отношения давлений выхода и входа НВД проводились на стенде, схема которого представлена на рисунке 2.8.

Испытания осуществлялись в следующей последовательности:

- Испытуемый насос NZ1 устанавливается на стенде согласно рис. 2.8;
- Клапаны VII- VII5 закрыты, натекатели VF1 и VF2 закрыты, включается насос NL1, и стенд откачивается до давления не более 10 мм рт. ст. по вакуумметру PD2;
- Устанавливается необходимая частота вращения на преобразователе частоты FCP-106, запускается объект испытания NZ1, и камера CV1 откачивается не менее 120 мин (с целью достижения теплового равновесия и прекращения дальнейшего изменения давления в камере CV1.
- открывается натекатель VF2, и устанавливается расход, обеспечивающий повышение давления в 2-3 раза при помощи регулятора расхода газа GS1. Производится измерение давлений на входе и выходе из насоса;
- далее при помощи регулятора расхода газа GS1 устанавливается следующая ближайшая точка десятичного диапазона давлений. Снова

производятся измерения давлений на входе и выходе насоса. Данный пункт повторяется до достижения максимального потока для регулятора расхода газа GS1;

– закрывается регулятор расхода газа GS1;

- аналогичные измерения производятся для регуляторов расхода газа GS2-GS5.

– по завершению испытаний выключаются регуляторы расхода газа GS1...GS5, закрывается натекатель VF2, выключаются насосы NZ1, NL1, открывается VII.

Определяется отношение давлений насоса и строится график зависимости отношения давлений от давления на выходе  $(P_{ВЫХ}/P_{ВХ})=\phi(P_{ВЫХ})$

Графики зависимости отношения давлений испытуемых НВД с четырьмя различными профилями роторов для частоты вращения 3000 об/мин представлены на рис.2.14. Очевидно, что насос с эллиптическим профилем при  $\frac{b}{a} = 0,85$  и  $\frac{r}{a} = 0,64$  имеет самое высокое отношение давлений, причем сами кривые сдвигаются в область более высоких давлений в следующей последовательности: НВД-200, эвольвентный профиль, эллиптический при  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$ , эллиптический при  $\frac{b}{a} = 0,85$  и  $\frac{r}{a} = 0,64$ . Это еще раз подтверждает, что обратные перетекания через щелевые каналы уменьшаются в той же последовательности.

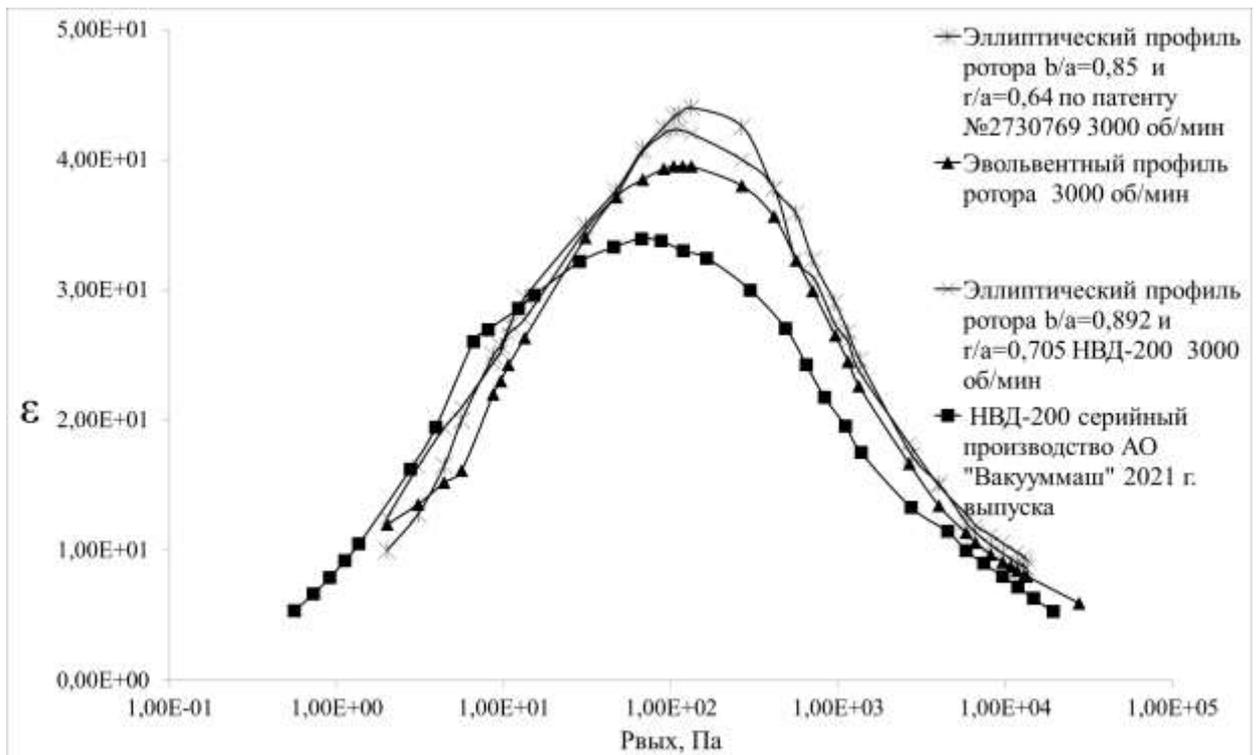


Рис. 2.14 – Зависимость отношения давлений НВД с различными профилями роторов при частоте 3000 об/мин

### 2.3.3. Термометрирование роторного механизма НВД

Математическая модель рабочего процесса НВД, строится на уравнениях состояния системы с переменной массой рабочего тела. При расчете учитываются характер изменения рабочих объемов, величины перетеканий в роторном механизме, теплообмен газа с роторами и стенками насоса. Поэтому температуры элементов, контактирующих с газом, оказывают существенное влияние на параметры рабочего процесса. Кроме того, градиент температур роторного механизма насосов НВД приводит к различным тепловым деформациям роторов и корпуса, что влечет изменение рабочих зазоров роторного механизма НВД.

Наиболее достоверные данные по температурам рабочих поверхностей могут быть получены в результате экспериментального термометрирования НВД. В одной из первых работ по экспериментальному исследованию двухроторной машины типа Рутс в компрессорном режиме [46] проведены измерения температур газа на выходе из насоса, а также роторов и корпуса в

различных точках. Измерения проводились в диапазоне отношения давлений от 0,4 до 0,8 и частоте вращения ротора 3000 об/мин. Температура корпуса была описана уравнением

$$T_K = 104 - 0,322\varphi + T_H(0,628 + 0,0012\varphi) \quad (2.7)$$

где  $\varphi$  – угловая координата на статоре,  $T_H$  – температура газа на выходе

Для температуры ротора предложена формула

$$T_P = 0,798T_H + 60,6. \quad (2.8)$$

В работе [47] продолжено исследование температур машины Рутса в компрессорном режиме. Кроме температур внутренних и наружных стенок корпуса также проводилось измерение температур газа в рабочей полости. Градиент температур по наружной стенке компрессора достигал  $60^\circ\text{C}$ , а разность между температурами внутренней и наружной стенки –  $8^\circ\text{C}$ .

В работах [48, 49] температуры поверхности корпуса и роторов измерялись при помощи инфракрасной термографии в диапазоне отношений давлений выхода и входа 1,6–1,2 и частот вращения роторов от 1000 до 2000 об/мин. Рабочие температуры также были получены численным путем при решении сопряженной задачи гидрогазодинамики и теплопроводности в CFD-пакетах. Максимальное расхождение расчета и эксперимента составило 11,2 % [29].

Исследованию насоса типа Рутс в вакуумном режиме посвящена работа [50]. Экспериментальные измерения температур ротора, корпуса и газа на выходе проведены в диапазоне частот от 2990 до 6000 об/мин и отношений давлений от 6 до 59.

Температура ротора описывается с максимальной погрешностью 4,4% выражением

$$T_P = 1,7T_K - 217,6. \quad (2.9)$$

Температура корпуса

$$T_K = 281 + 0,0578 \Delta P + 0,35n, \quad (2.10)$$

где  $\Delta P$  – разность давлений между входом и выходом,  $n$  частота вращения ротора, об/с.

Температура газа на выходе

$$T_{\text{ВЫХ}} = 292 + 0,0792 \Delta P + 0,23n - 1,2 \cdot 10^{-6} \Delta P^2 + 0,000264 \Delta Pn - 0,00054n^2 . \quad (2.11)$$

Недостатком рассмотренных исследований является достаточно узкий диапазон давлений, в которых проводились измерения. Поэтому задачей данной работы является расширение диапазона и обобщение данных по температурам рабочих поверхностей насоса типа Рутс.

Термометрирование роторного механизма осуществляется в части измерения температуры корпуса НВД в трех точках, температуры роторов (без напуска атмосферы), температур газа на входе и выходе из насоса во всем диапазоне рабочих давлений при трех частотах вращения 2000, 3000 и 6000 об/мин. В каждом десятичном диапазоне входных давлений  $P_{\text{ВХ}}$  выполняется не менее трех измерений. Измерения проводятся с помощью стенда, схема которого представлена на рис.2.10.

Испытания выполняются в следующей последовательности:

- Испытуемый насос NZ1 устанавливается на стенд испытаний согласно рис. 2.10, на вход испытуемого насоса устанавливается сменная камера с механизмом измерения температуры роторов, описанном в разделе 2.2, рис.2.8а.
- Клапаны VII- VII5 закрыты, натекатели VF1 и VF2 закрыты, включается насос NL1, и стенд откачивается до давления не более 1000 Па по вакуумметру PD2;
- Устанавливается необходимая частота вращения на преобразователе частоты FCP-106, запускается объект испытания NZ1, и измерительная камера CV1 откачивается не менее 120 мин (до наступления теплового равновесия и прекращения дальнейшего изменения давления в камере CV1);
- открывается натекатель VF1, и устанавливается требуемый расход газа при помощи регулятора расхода газа GS1. Производятся измерения давлений на входе и выходе из насоса и расхода газа через регулятор расхода газа GS1;

- далее насос работает на установленном давлении и соответственно расходе не менее 30 мин до установления теплового баланса;
- закрывается регулятор расхода газа GS1;
- перекрывается натекаТЕЛЬ VF1;
- останавливается насос NZ1, а форвакуумный насос НВСп-35 продолжает работать, поддерживая вакуум в объекте испытания. После этого за счет установленного в механизм измерения температуры роторов сильфона чувствительный элемент термопары прижимается к поверхности ротора, и фиксируется температура роторов. Таким образом, достигается измерение температуры роторов без разгерметизации рабочей полости;
- аналогичные измерения повторяются для двух/трех точек в каждом десятичном диапазоне входных давлений, используя расходомеры GS1-GS5 и вакуумметры PD1-PD3, и выдерживая не менее 30 мин на каждом давлении до установления температурного равновесия.

Зависимости температуры ротора от температуры корпуса по данным проведенных экспериментов и рассмотренных работ [51, 21, 50 - 53] представлены на рис. 2.15. Не смотря на различные формы роторов и размеры насосов результаты экспериментов всех трех работ довольно близки.

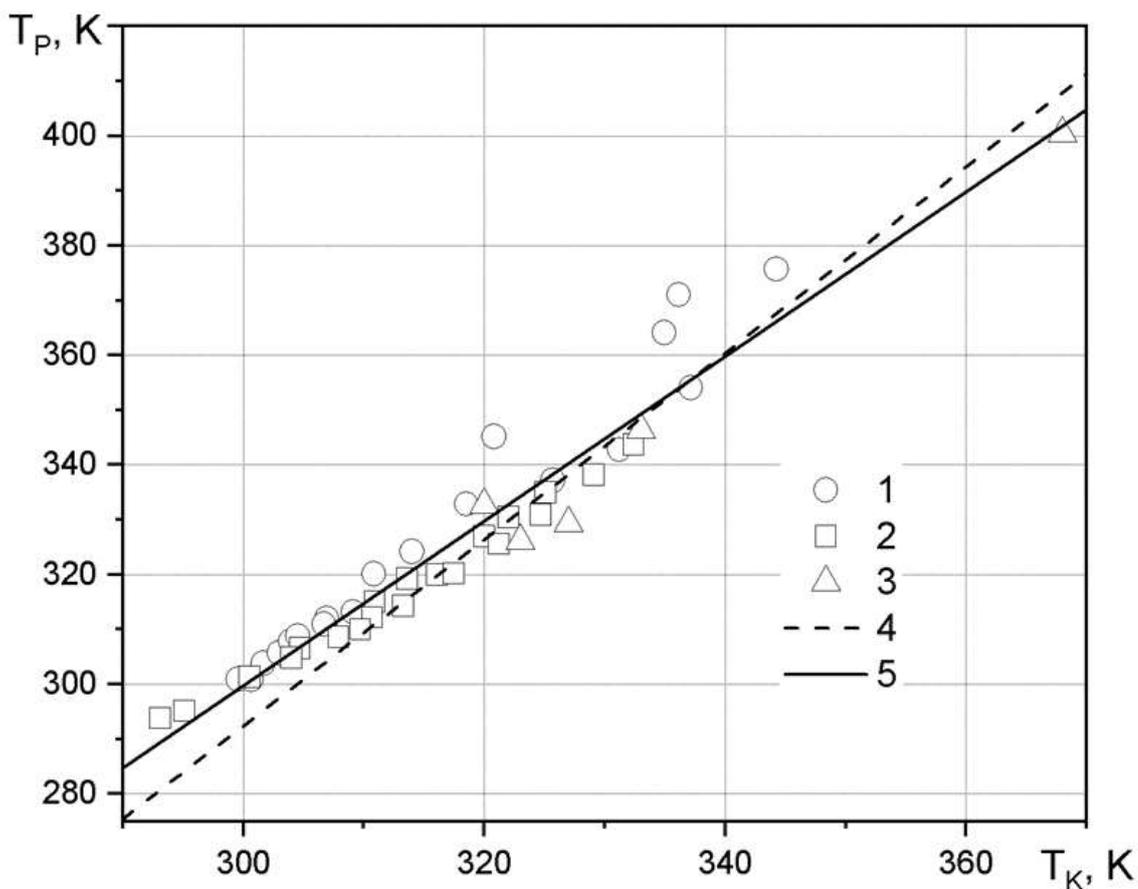


Рис. 2.15. Зависимости температуры ротора от температуры корпуса:

1 – эксперимент данной работы; 2 – эксперимент работы [50]; 3 – эксперимент работы [21]; 4 – расчет по формуле (2.8); 5 – расчет по формуле (2.12)

Зависимость температуры роторов от температуры корпуса носит практически линейный характер и ее можно описать уравнением

$$T_p = 1,502T_k - 150,94, \quad (2.12)$$

Средняя величина отклонения расчета по данной формуле от экспериментальных значений трех работ составляет 1,25%, максимальное отклонение – 4,6%. Для формулы (2.9) среднее и максимальное отклонение – 1,9% и 5%, для формулы (2.10) – 5,3% и 13% соответственно.

Аналогичным образом измерены температуры корпуса при различных частотах вращениях, входных и выходных давлениях. На рис. 2.16 представлен график зависимости температуры корпуса от перепада давлений.

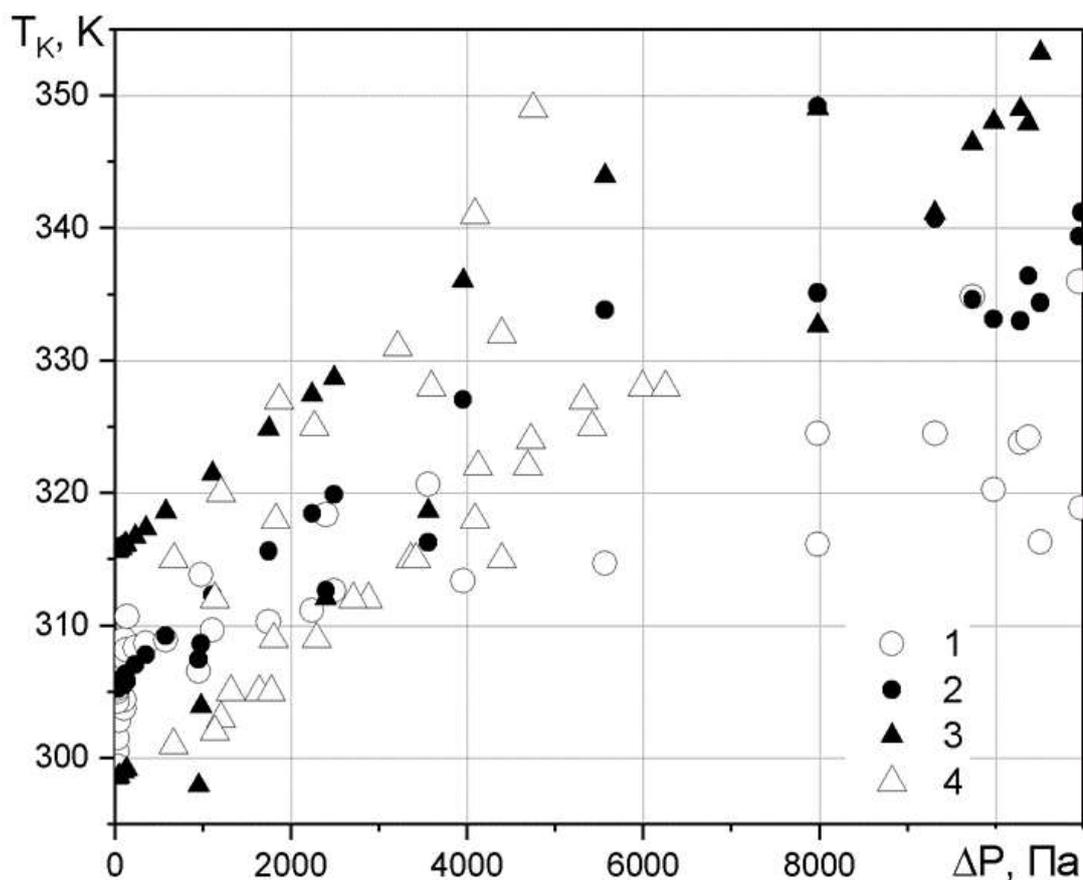


Рис. 2.16. Зависимость температуры корпуса от перепада давлений: 1 – наш эксперимент, 2 – расчет по формуле (2.13); 3 – расчет по формуле (2.10); 3 – эксперимент [50]

Форму выражения для определения температуры корпуса можно найти из уравнения сохранения энергии

$$W_{\text{ДВ}} + W_{\text{ВХ}} - W_{\text{ВЫХ}} - W_{\text{К}} = 0, \quad (2.13)$$

где  $W_{\text{ДВ}} \approx (P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}})V \cdot n$  – мощность потребляемая насосом, которую можно принять примерно равной индикаторной мощности изохорного процесса;  $V$  – объем, перемещаемый за 1 оборот ротора;  $W_{\text{ВХ}} - W_{\text{ВЫХ}} = m c_p (T_{\text{ВХ}} - T_{\text{ВЫХ}})$  – разность энергий поступающего и выходящего из насоса газа;  $m = P_{\text{ВХ}} V n / (RT_{\text{ВХ}})$  – массовый расход перекачиваемого газа;  $W_{\text{К}} = \alpha F (T_{\text{К}} - T_{\text{ОКР}})$  – поток теплообмена с окружающей средой;  $\alpha, F$  – коэффициент и площадь теплообмена;  $T_{\text{ОКР}} \approx T_{\text{ВХ}} \approx 293$  – температура окружающей среды.

Упростив выражение (2.13) и отбросив температуру  $T_{\text{ВЫХ}}$ , получим выражение вида

$$T_K = k_1 + n(k_2 P_{\text{ВХ}} - k_3 P_{\text{ВЫХ}}), \quad (2.14)$$

Путем анализа экспериментальных данных были получены коэффициенты этого выражения:  $k_1 = 305,16$ ;  $k_2 = -3,68 \cdot 10^{-5}$ ;  $k_3 = 2,77 \cdot 10^{-5}$ .

Среднее отклонение результатов расчета по формуле (2.14) от эксперимента составляет 1,85%, максимальное – 7,6%. Для результатов расчета по формуле (2.10): среднее отклонение – 4,4%, максимальное – 13,4%.

Проведенные эксперименты по термометрированию позволяют расширить диапазон рабочих условий при определении температур рабочих элементов насоса. Полученные уравнения снижают погрешность при определении температур роторов и корпуса машин внешнего сжатия типа Рутс, работающих в вакуумном режиме.

#### **2.3.4. Измерение проводимости каналов роторного механизма НВД**

В данном разделе проведено экспериментальное измерение проводимости каналов НВД с эллиптическим и эвольвентным профилями роторов при различных углах поворота роторов и давлениях. Полученные данные, в первую очередь, будут использованы для проверки адекватности метода расчета проводимости, используемого в математической модели НВД. А вот делать выводы об эффективности профилей роторов на базе экспериментальных данных по проводимости практически невозможно, поскольку оценивать профили роторов можно только при одинаковых зазорах, а экспериментальные модели НВД в связи с погрешностями изготовления и сборки имеют различные зазоры. Это иллюстрирует рис. 2.17, на котором представлено изменение межроторного зазора для эллиптического и эвольвентного профилей.

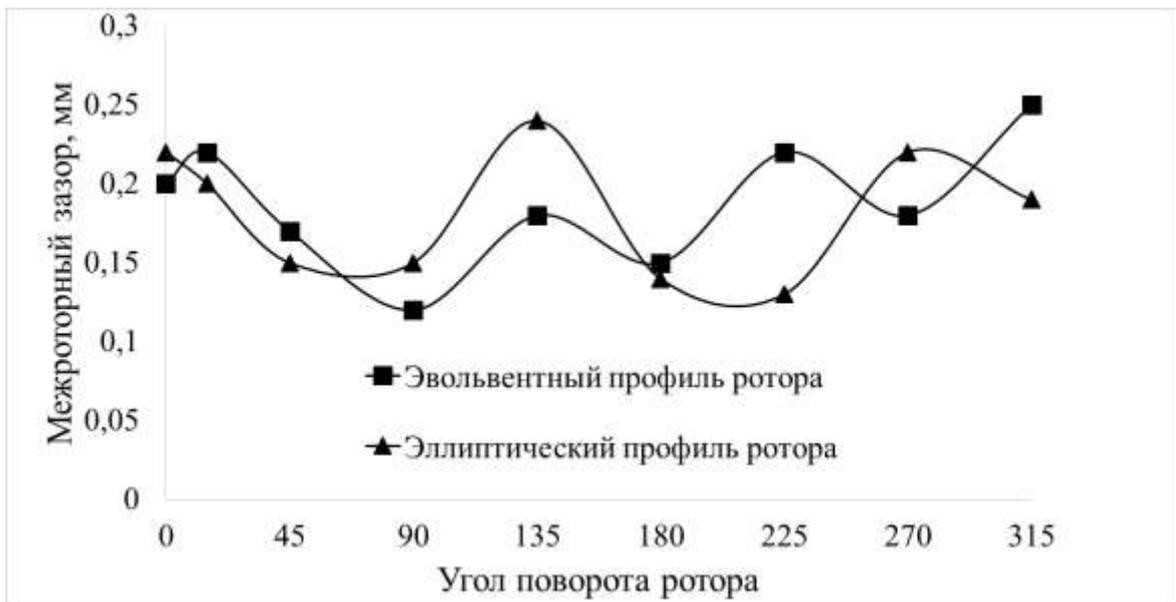


Рис. 2.17 – Зависимость межроторного зазора от угла поворота ротора НВД для эллиптического и эвольвентного профилей ротора

Можно видеть, что в зависимости от угла поворота роторов межроторный зазор изменяется для ротора с эллиптическим профилем от 0,13 до 0,24мм, а для роторов с эвольвентным профилем от 0,12 до 0,25 мм. Сравнение профилей роторов проведено в главе 4 с использованием расчетных значений, полученных при одинаковых зазорах.

Для измерения проводимости роторного механизма насоса использовался стенд, схема которого представлена на рисунке 2.18 [54 - 56]. Измерения проводились в восьми положениях роторов, т.е. каждые 45 градусов и в каждом десятичном диапазоне входных давлений  $P_{вх}$  выполнялось не менее трех измерений. С целью визуального контроля угла поворота роторов был установлен градусный лимб, неподвижная «статорная часть» градусного лимба крепилась на корпус насоса НВД, а подвижная часть градусного лимба устанавливалась на полумуфту, жестко связанную с ведущим ротором насоса (рис. 2.18).



Рис.2.18. Схема установки градусного лимба для контроля угла поворота роторов

Испытания выполнялись в следующей последовательности:

- клапана  $VP1$ -  $VP5$  закрыты, натекатели  $VF1$  и  $VF2$  закрыты, включается насос  $NL1$ , и стенд откачивается до предельного остаточного давления по вакуумметру  $PD2$ .;
- открывается натекатель  $VF1$ , и устанавливается расход, обеспечивающий повышение давления в 2-3 раза, при помощи регулятора расхода газа  $GS1$ . Проводятся измерения давления на входе и выходе из насоса;
- предыдущие действия повторяются не менее чем для трех точек в каждом десятичном диапазоне входных давлений, используя расходомеры  $GS1$ - $GS5$  и вакуумметры  $PD1$ - $PD6$ .

По результатам измерений строится график зависимости проводимости от давления на входе в испытуемый насос. Полученные графики для всех трех типов роторов представлены на рис. 2.19 – 2.21.

Измерения охватывают молекулярный, переходный и вязкостный режимы течения газа в щелевых каналах. Участки, на которых проводимость

не изменяется, отвечают молекулярному режиму течения в каналах НВД. Усреднение значений проводимости на данных участках позволяет получить для каждого угла поворота роторов суммарную проводимость роторного механизма НВД при молекулярном режиме. Такие значения для НВД с эллиптическим профилем роторов с параметрами  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$  при различных углах поворота роторов представлены в табл.2.3. Там же представлены значения проводимости, рассчитанные для этого насоса универсальным методом по методике работ [39, 60]. Можно сделать вывод о том, что результаты расчета проводимости универсальным методом показывают согласие с экспериментом в пределах 10%.

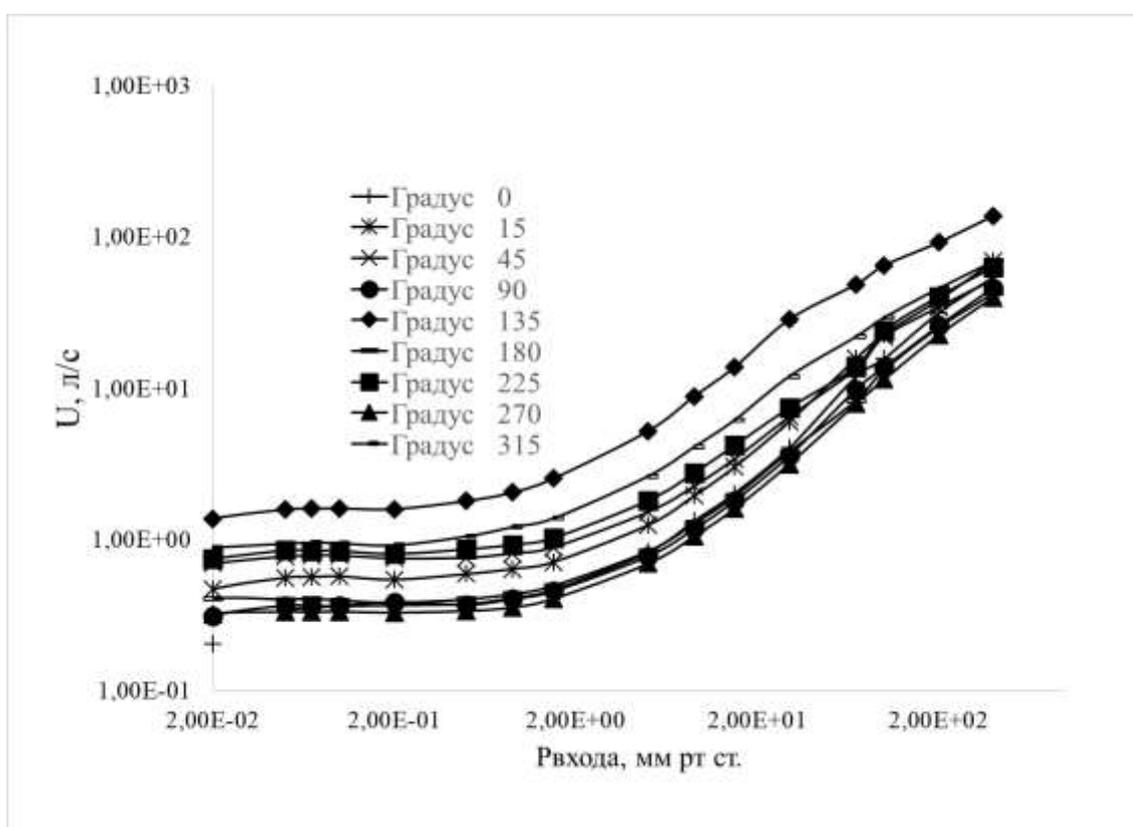


Рис. 2.19 – Зависимость проводимости роторного механизма от давления на входе в насос с эллиптическим профилем ротора  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$

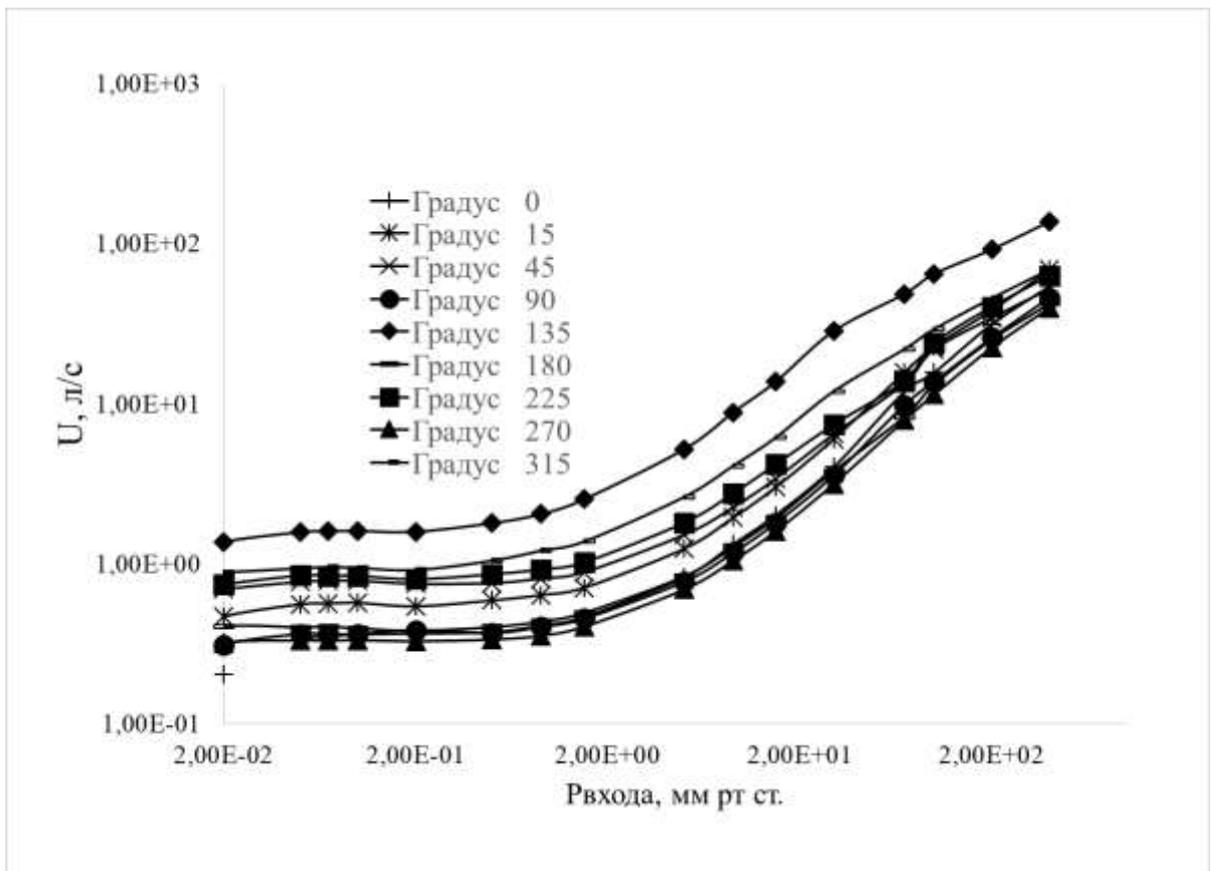


Рис. 2.20 – Зависимость проводимости роторного механизма от давления на входе в насос с эллиптическим профилем при соотношениях  $\frac{b}{a} = 0,892$  и

$$\frac{r}{a} = 0,705$$

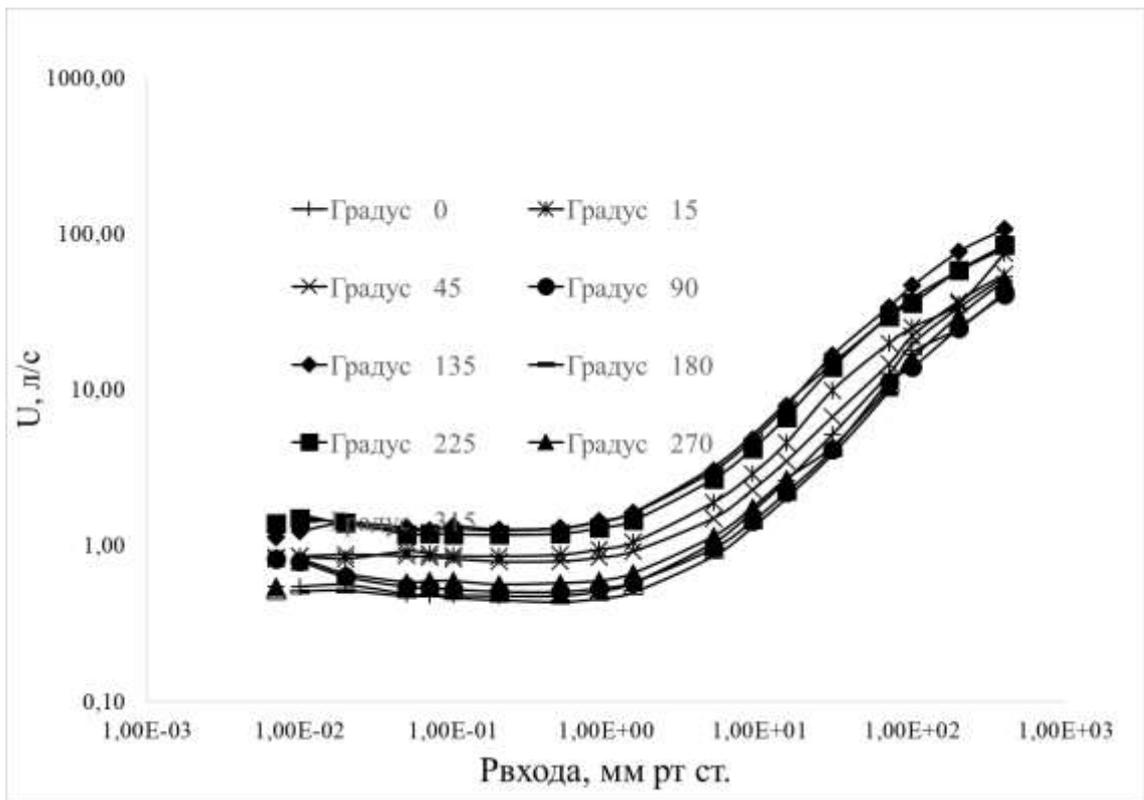


Рис. 2.21 – Зависимость проводимости роторного механизма от давления на входе в насос с эвольвентным профилем ротора

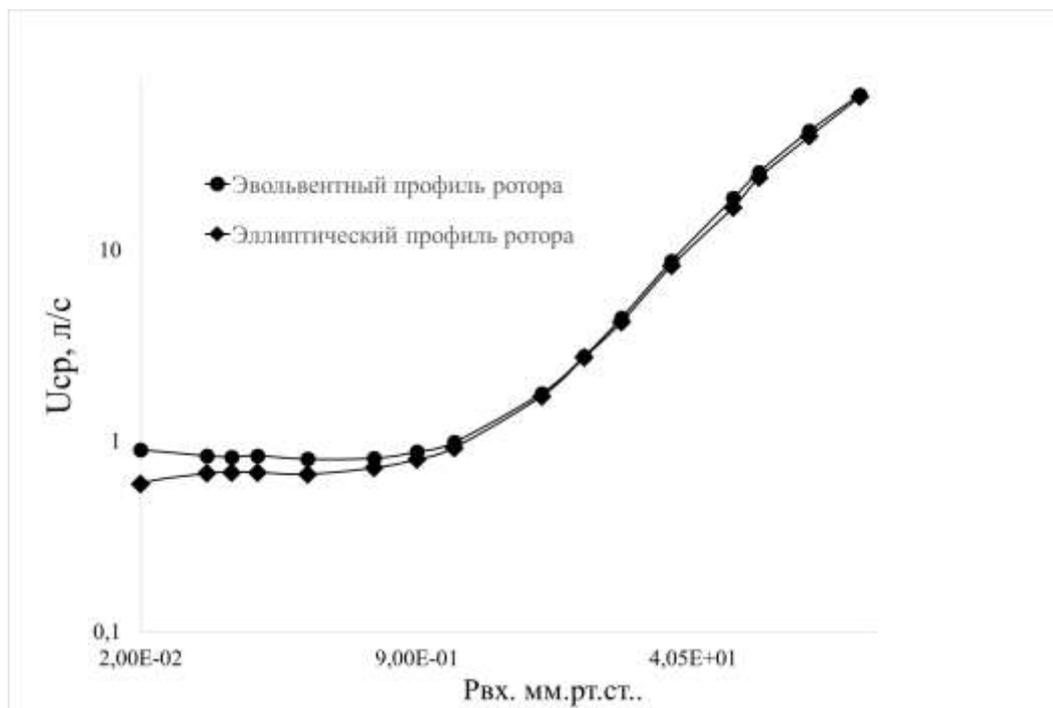


Рис. 2.22 – Зависимость средней проводимости от угла поворота ротора для эвольвентного и эллиптического профилей роторов

Интересно сопоставить усредненную по углу поворота роторов проводимость каналов роторного механизма. Из рис. 2.22 можно сделать

вывод о том, что при молекулярном режиме усредненная по углу поворота роторов проводимость каналов НВД с эллиптическим профилем роторов в среднем на 18 % ниже, чем у эвольвентного.

Для дополнительной проверки используемого в математической модели универсального метода расчета проводимости [39, 60] проведен расчет проводимости НВД с эллиптическим профилем роторов с помощью метода угловых коэффициентов, реализованном в пакете COMSOL Multiphysics [57].

Как известно, проводимость произвольного элемента при молекулярном режиме течения газа можно определить по формуле [93]

$$U = \frac{C}{4} F_{BX} K, \quad (2.15)$$

где  $C$  – среднеарифметическая скорость молекул газа;  $F_{BX}$  – площадь входного сечения элемента,  $K$  – вероятность прохождения молекул через элемент (коэффициент проводимости).

В ходе расчета с помощью метода угловых коэффициентов приняты следующие допущения:

1. Поток газа через канал стационарный;
2. Отражение молекул от стенок канала происходит по закону косинусов;
3. Температура газа за время прохождения молекул через канал не меняется;
4. Число молекул, падающих на стенку, равно числу отраженных;
5. Ротора неподвижны.

Нахождение проводимости каналов основано на определении угловых коэффициентов, используемых для расчета теплообмена излучением. Для расчета коэффициентов на поверхностях стенок, входа и выходе строится сетка, состоящая из тетраидальных элементов, каждый из которых представляет собой элементарную площадку площадью  $dF$ . На данную площадку падает поток молекул со всех видимых из ее центра поверхностей. Причем плотность этого потока зависит от закона отражения/испускания.

При расчете было принято диффузное отражение молекул, нашедшее надежное подтверждение в ходе многолетних исследований.

Поток молекул с элементарной площадки  $dF_i$  [58]

$$q_i = q_{0i} + (1 - \gamma)q'_i \quad (2.16)$$

где  $q_{0i}$  – плотность потока молекул, испускаемых элементарной площадкой  $dF_i$ ;  $\gamma$  – коэффициент поглощения молекул газа;  $q'_i$  – плотность потока молекул.

Полная плотность потока молекул, падающих на площадку  $dF_j$

$$q'_i dF_i = \int_{F_j} q_j d\varphi_{dF_j-dF_i} dF_j \quad (2.17)$$

где  $q_j$  – плотность потока молекул, покидающих площадку  $dF_j$ ;  $d\varphi_{dF_j-dF_i}$  – вероятность попадания молекул газа с элементарной площадки  $dF_j$  на площадку  $dF_i$ .

Для диффузного отражения вероятность попадания молекул газа с элементарной площадки  $dF_j$  на площадку  $dF_i$

$$d\varphi_{dF_j-dF_i} = \frac{\cos\psi_j \cos\psi_i}{\pi r^2} dF_i, \quad (2.18)$$

где  $\psi_j$  – угол между нормалью к площадке  $dF_j$  и линией, соединяющей центры площадок  $dF_i$  и  $dF_j$ ;  $\psi_i$  – угол между нормалью к площадке  $dF_i$  и линией, соединяющей центры площадок  $dF_i$  и  $dF_j$ ;  $r$  – расстояние между центрами площадок  $dF_i$  и  $dF_j$ .

Средняя вероятность попадания молекул газа с поверхности  $F_j$  на поверхность  $F_i$  при постоянстве  $q_i$  [58]

$$\varphi_{dF_j-dF_i} = \frac{1}{F_j} \int_{F_j} dF_j \int_{F_i} \frac{\cos\psi_j \cos\psi_i}{\pi r^2} dF_i. \quad (2.19)$$

Интегрируя вероятности попадания молекул для всех элементарных площадок, можно определить итоговую вероятность прохождения молекулы

от входной до выходной поверхности, которая и является коэффициентом проводимости.

Точность нахождения проводимости при помощи МУК зависит от качества разбиения поверхностей на элементарные площадки. Расчетная сетка показана на рис. 2.23. Итоговая сетка имеет в среднем 42428 элементов. Также на конечный результат влияет метод численного интегрирования. Наилучшую сходимость эксперимента с расчетом показал метод интегрирования Neticube с разрешением 1024.

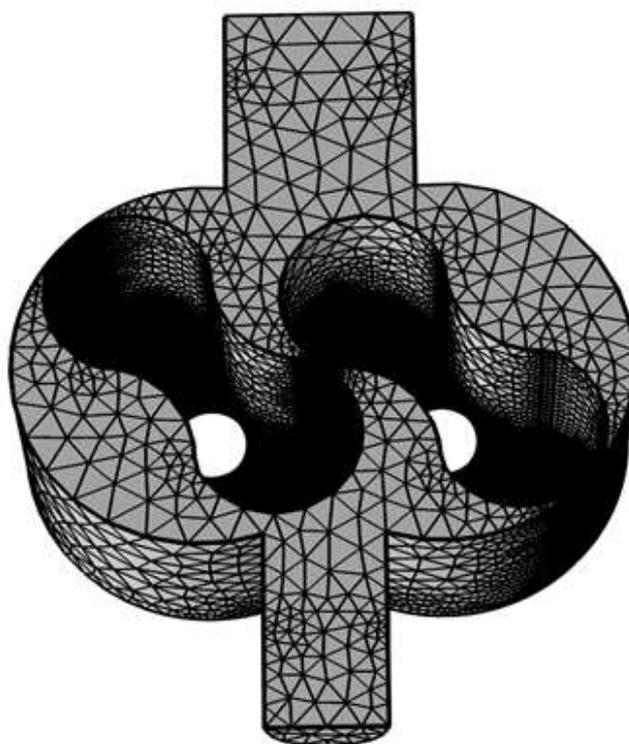


Рис.2.23. Расчетная область с построенной сеткой в COMSOL Multiphysics

[57]

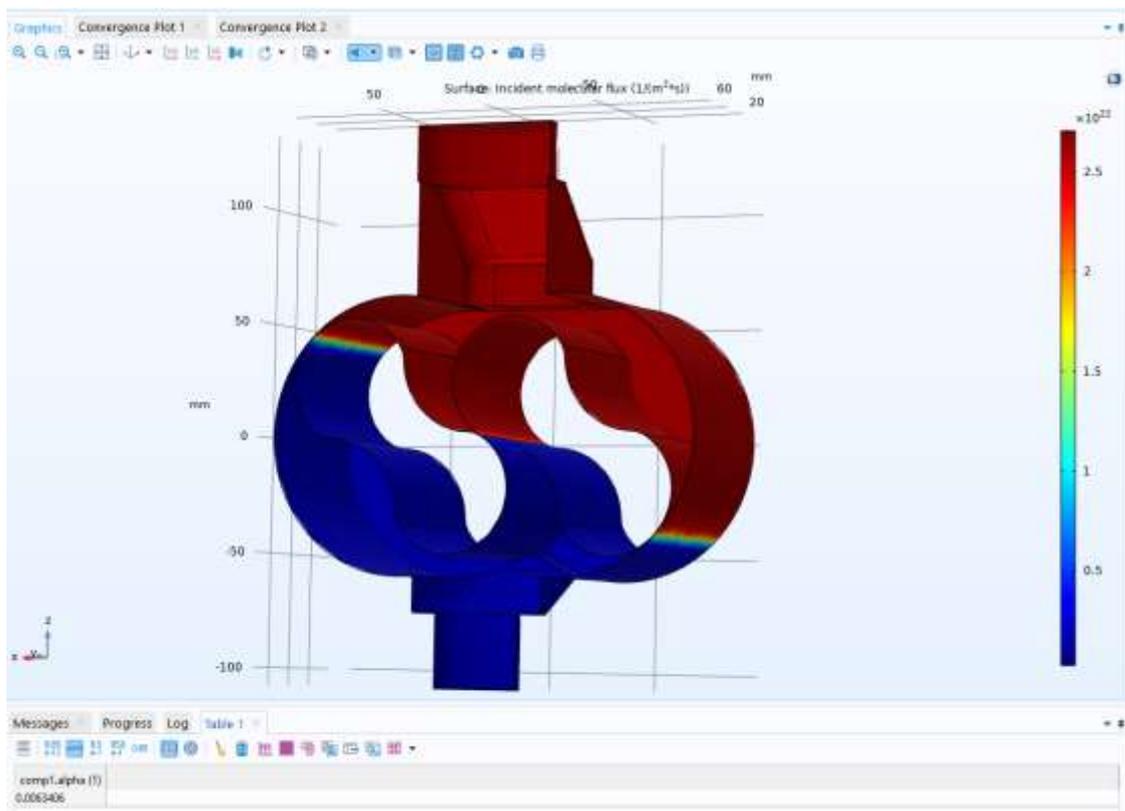


Рис. 2.24. Результаты анализа массового расхода для угла поворота 135 градусов эллиптического профиля ротора в COMSOL Multiphysics [57].

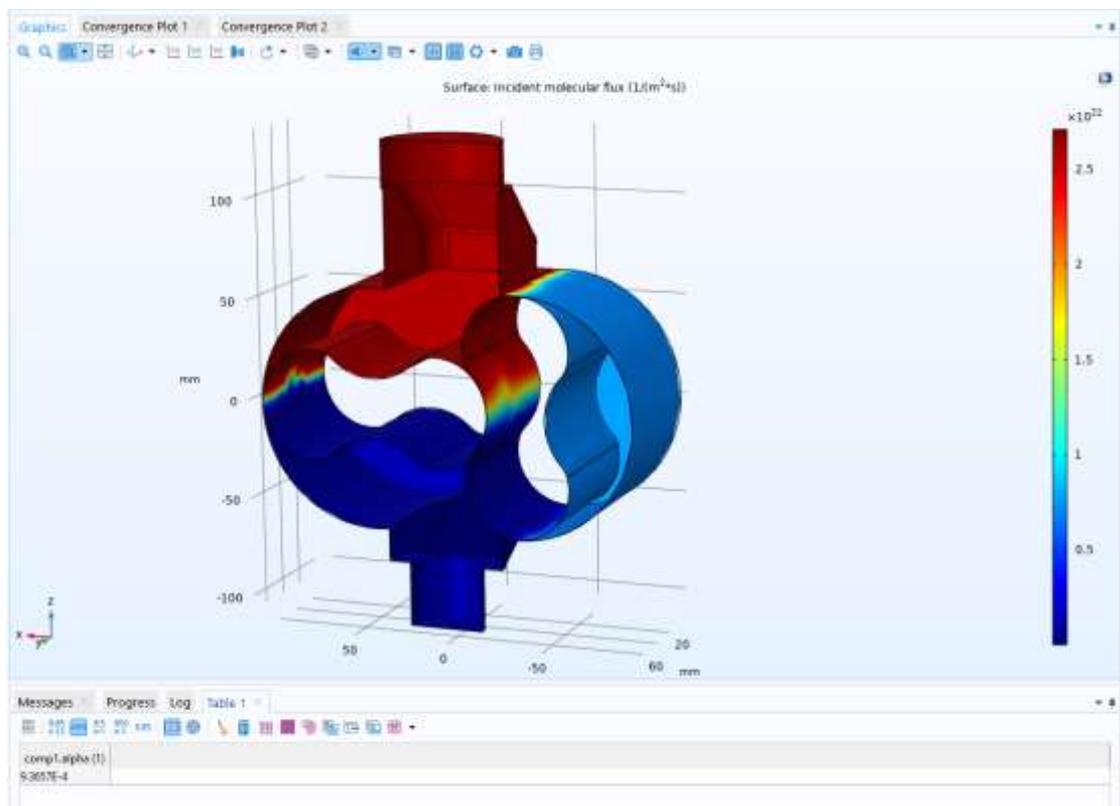


Рис. 2.25. Результаты анализа массового расхода для угла поворота 270 градусов эллиптического профиля ротора в COMSOL Multiphysics [57]

Полученные с помощью МУК [94] значения проводимости также сведены в табл.2.3. Отклонения численного расчета от эксперимента и от расчета универсальным методом не превышают 10%. Таким образом, можно считать, что геометрические параметры насоса (в первую очередь зазоры) определены с достаточной точностью, и выполненные валидация и верификация универсального метода расчета щелевых каналов подтвердили возможность использования данного метода в математических моделях рабочего процесса бесконтактных вакуумных насосов НВД.

Таблица 2.3. Суммарная проводимость каналов НВД [58]

угол поворота ротора	зазор межроторный, мм	Зазор ротор корпус (ротор ведущий), мм.	Зазор ротор корпус (ротор ведомый), мм.	Расчет COMSO L Multiphysics	Эксперимент	Расчет по методике работ [39, 60]	Расчет универсальным методом по методике работ [39, 60]	Отклонение расчета по методике работ [39, 60] от эксперимента, %	Отклонение расчета в COMSO L Multiphysics от эксперимента, %	Отклонение расчета универсальным методом по методике работ [39, 60] от эксперимента, %
0	0,22	0,09	0,06	0,37	0,36	0,33	0,32	9,02	2,82	8,60
45	0,15	0,07	0,03	0,77	0,75	0,69	0,7	7,58	2,48	7,56
90	0,15	0,12	0,05	0,36	0,37	0,37	0,37	1,79	4,59	1,57
135	0,24	0,13	0,16	1,64	1,53	1,58	1,58	3,69	7,30	3,71
180	0,14	0,14	0,15	0,44	0,41	0,41	0,41	0,29	6,73	0,10
225	0,13	0,03	0,12	0,90	0,82	0,74	0,74	9,63	9,67	9,94
270	0,22	0,05	0,13	0,32	0,34	0,31	0,31	8,29	4,50	8,49
315	0,19	0,06	0,08	1,08	1,01	1,00	0,97	1,25	6,83	3,93
360	0,22	0,09	0,06	0,36	0,35	0,32	0,32	9,02	2,82	8,66

### 2.3.5. Измерение зазоров роторного механизма

Одной из задач, решаемых на этапе изготовления и проведения эксперимента, было определение зазоров роторного механизма НВД. Использовались два метода. Первый – это измерение зазоров роторного механизма при помощи щупов. Таким способом были измерены зазоры каждого НВД по три раза, после чего полученные значения усреднялись и заносились в таблицу измерений. Зазоры роторного механизма насоса с эллиптическим профилем представлены в табл. 2.4. Зазоры роторного механизма насоса с эвольвентным профилем представлены в табл. 2.5. Данный тип измерения представлялось возможным использовать уже после сборки насосов.

Вторым методом определения зазоров роторного механизма был метод так называемого «реверс инжиниринга». Суть данного подхода заключалась в измерении изготовленных деталей роторного механизма на прецизионной контрольно-измерительной машине КИМ «ZEISS ACCURA» (рис.2.26). Образец протокола одной из деталей представлен на рис. 2.27. Также получены облака оцифрованных машиной точек с измеренного профиля следующих деталей: корпус, ротор ведущий, ротор ведомый, опорные крышки роторного механизма. У каждой измеренной детали имеются базовые поверхности, относительно которых производится измерение и соответственно сборка массива точек в программном продукте Компас 3D, в котором и происходит дальнейший анализ зазоров роторного механизма.

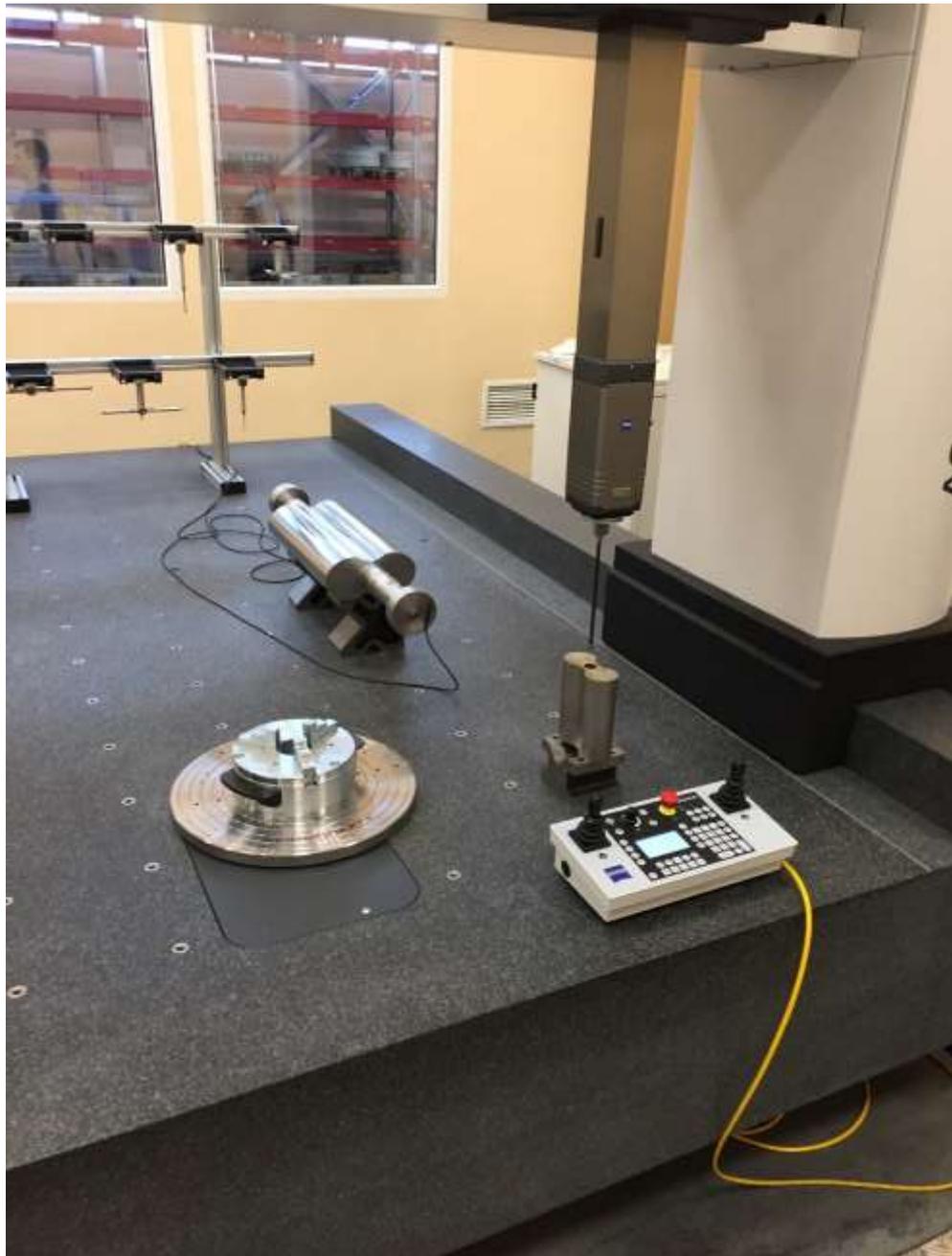


Рис. 2.26 Обмер эллиптического ротора на КИМ «ZEISS ACCURA»

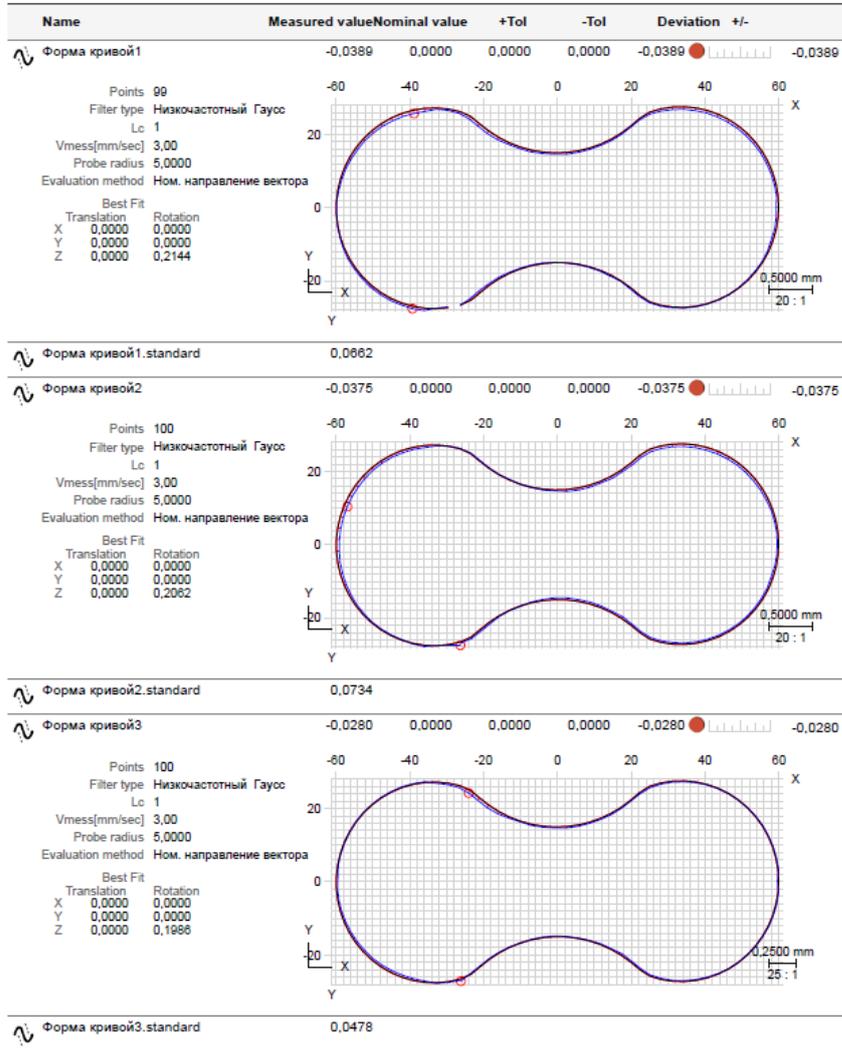


Рис. 2.27 Протокол обмера эллиптического ротора на КИМ «ZEISS ACCURA»

Таблица 2.4. Зазоры роторного механизма НВД с эллиптическим профилем

ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$

№	Угол поворота ротора, град.	Зазор межроторный, мм	Зазор ротор корпус (ротор ведущий), мм.	Зазор ротор корпус со стороны выхлопа (ротор ведущий), мм.	Зазор ротор корпус (ротор ведомый), мм.	Зазор ротор корпус со стороны выхлопа (ротор ведомый), мм.	зазор торцевой со стороны электродвигателя, мм.	зазор торцевой со стороны шестерен, мм.
1	0	0,22	0,09	0,09	0,06		0,15	0,1
2	15	0,2	-	0,09	0,05			
3	45	0,15	0,07		0,03			
4	90	0,15	0,12		0,05	0,16		
5	135	0,24	0,13		0,16			
6	180	0,14	0,14	0,03	0,15			
7	225	0,13	0,03		0,12			
8	270	0,22	0,05		0,13	0,05		
9	315	0,19	0,065		0,08			
10	Средний зазор	0,18	0,09		0,1			
11	Мах зазор	0,24	0,14		0,16			
12	Min зазор	0,13	0,03		0,03			

Таблица 2.5. Зазоры роторного механизма НВД с эвольвентным профилем

№	Угол поворота ротора, град.	Зазор межроторный, мм	Зазор ротор корпус (ротор ведущий), мм.	Зазор ротор корпус со стороны выхлопа (ротор ведущий), мм.	Зазор ротор корпус (ротор ведомый), мм.	Зазор ротор корпус со стороны выхлопа (ротор ведомый), мм.	зазор торцевой со стороны электрод вигателя, мм.	зазор торцевой со стороны шестерен, мм.
1	0	0,2	0,13	0,15	0,05		0,1	0,1
2	15	0,22	0,15		0,05			
3	45	0,17	0,15		0,06			
4	90	0,12	0,18		0,08	0,2		
5	135	0,18	0,18		0,18			
6	180	0,15	0,18	0,1	0,18			
7	225	0,22	0,1		0,18			
8	270	0,18	0,13		0,2	0,08		
9	315	0,25	0,13		0,06			
10	Средний зазор	0.19	0.15		0.12			
11	Мах зазор	0.25	0.18		0.2			
12	Min Зазор	0.12	0.1		0.05			

### 2.3.6. Оценка погрешности измерений быстроты действия

Расчет быстроты действия насосов НВД проводится в соответствии с формулой (2.6), следовательно, погрешность измерения быстроты действия складывается из двух составляющих – погрешностей измерения давления и потока газа.

Т.к. быстрота действия является параметром косвенным, то для нахождения ее погрешности воспользуемся разложением нелинейной функции в ряд Тейлора [61 - 66]:

$$A = f(A_1, \dots, A_m) = f(\tilde{A}_1, \dots, \tilde{A}_m) - \sum_{i=1}^m \frac{\partial f}{\partial x_i}(\tilde{A}_1, \dots, \tilde{A}_m) \Delta x_i + R_0 \quad (2.20)$$

где  $\tilde{A}_i$  - оценка  $i$ -го измеряемого аргумента;  $\partial f / \partial x_i$  - коэффициент влияния, вычисляемый в точке  $\tilde{A}_i$ ;  $R_0$  - остаточный член ряда;  $\Delta x_i$  - максимальные отклонения от возможных значений.

Условием допустимости линеаризации является малость остаточного члена  $R_0 < 0,8S$  ( $S$  - среднеквадратичное отклонение (СКО)), который определяется в виде

$$R_0 = \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^m \frac{\partial}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 f(x_1 + \Delta x_1, \dots, x_m + \Delta x_m) \quad (2.21)$$

В нашем случае

$$R_0 = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial}{\partial P} \Delta P \right)^2 (Q + \Delta Q, P + \Delta P) = \quad (2.22)$$

$$= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 S_{ex}}{\partial Q^2} (\Delta Q)^2 + \frac{\partial^2 S_{ex}}{\partial P^2} (\Delta P)^2 + 2 \frac{\partial^2 S_{ex}}{\partial P \partial Q} (\Delta P \Delta Q) \right) = \frac{Q}{P^3} (\Delta P)^2 - \frac{1}{P^2} (\Delta P \Delta Q)$$

Оценка СКО результата измерений вычисляется по формуле

$$S = \sqrt{\left( \sum_{i=1}^m \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 S_i^2 / n}, \quad (2.23)$$

где  $n$  - количество замеров,  
оценка дисперсии результата наблюдений

$$S_i = \sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 / [n(n-1)]} \quad (2.24)$$

где  $X_i$  - значения  $i$ -го аргумента,  $\bar{X}$  - математическое ожидание.

Все средства измерения, используемые для анализа быстроты действия, а именно измерения давления и потока газа на входе в насос характеризуются приведенной погрешностью. В связи с этим проведем анализ измерений  $P_{ex}$  и  $Q$ , из которых выберем измерения, сочетающие в себе максимальную систематическую погрешность используемых средств измерения. При измерении давления средством измерения CERAVAC мод. CTR100 при использовании каждого из приборов в своем диапазоне давлений, следуя рекомендациям, указанным в методике проведения исследований (раздел 2.3), погрешность 5 %, а погрешность измерения потока в рабочем диапазоне регуляторов массового расхода газа тип GE50A имеет класс точности 1,5. В результате проведенного анализа измерения давления при измерении быстроты действия были получены экспериментальные значения, представленные в таблице 2.6.

Таблица 2.6.

Экспериментальные значения измерения быстроты действия

№ изм.	1	2	3	4
P, Па	0,5333	0,5320	0,5333	0,5320
Q, л Па/с	9,2657	9,2690	9,2690	9,2657

Средние значения аргументов:

$$\bar{P} = 0,5327 \text{ Па}; \quad \bar{Q} = 9,2674 \text{ лПа/с}; \quad \bar{S}_{ex} = \bar{Q} / \bar{P} = 17,398 \text{ л/с.}$$

Максимальные отклонения от средних значений:

$$\Delta P = 0,0007 \text{ Па}; \quad \Delta Q = 0,00168 \text{ лПа/с.}$$

Из выражения (2.22) найдем величину остаточного члена:  $R_0 = 2,32 \cdot 10^{-5}$

По формуле (2.24) оценка дисперсии результата наблюдений составляет:

$S_p=0,0008$  Па;  $S_Q=0,0019$  л Па/с.

По формуле (2.18) определяем СКО результата измерений:

$$S = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial P}\right)^2 S_P^2 + \left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial Q}\right)^2 S_Q^2}{n}} \quad (2.25)$$

$$\text{где } \left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial P}\right)^2 = \frac{Q^2}{P^4}, \quad \left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial Q}\right)^2 = \frac{1}{P^2}.$$

Для нашего случая  $S = 0,013$  л/с.

Так как  $R_0=2,32 \cdot 10^{-5} < 0,8S$ , то возможно применить метод линеаризации.

Доверительная случайная погрешность результата измерения

$$\varepsilon = t_q \cdot S = 3,185 \cdot 0,013 = 0,0403 \quad (2.26)$$

где  $t_g=3,185$  - квантиль распределения Стьюдента при доверительной вероятности 0,95 [61]

Систематическая погрешность измерения быстроты действия зависит от систематических погрешностей измерения давления  $\theta_P$  и  $\theta_Q$  потока и определяется в виде

$$\theta_{S_{ex}} = \sqrt{\left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial P}\right)^2 \theta_P^2 + \left(\frac{\partial S_{ex}}{\partial Q}\right)^2 \theta_Q^2} \quad (2.27)$$

При  $\theta_P = \pm 0,0266$  Па,  $\theta_Q = \pm 0,0927$  л·Па/с систематическая погрешность измерения составит  $\theta_{S_{ex}} = 5,3609$ . Так как  $(\theta_{S_{ex}}/S = 41237) > 8$ , то случайной погрешностью можно пренебречь. В этом случае погрешность измерений определяется величиной систематической погрешности.

В рабочем диапазоне средства измерения давления CERAVAC мод.STR100, ВПИ\* 0,1 Торр и расходомера газа, тип GE50A, ВПИ 2000 ст.см<sup>3</sup>/мин, максимальная относительная погрешность измерений быстроты действия испытуемых насосов НВД составляет

$$\delta = \frac{\theta_{S_{ex}}}{\bar{S}_{ex}} \cdot 100\% = 10,05 \quad (2.28)$$

Аналогично проведена оценка погрешности измерения быстроты действия для остальных диапазонов рабочих давлений средств измерения. Результаты представлены в таблице 2.7.

Таблица 2.7

Результаты оценки погрешности измерения быстроты действия

Средство измерения давления	Средство измерения потока	Максимальная относительная погрешность $\delta$ , %
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 0,1 Torr, CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 10 Torr	Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 2000 ст.см <sup>3</sup> /мин	10,1
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 10 Torr, CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 1000 Torr	Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 20000 ст.см <sup>3</sup> /мин	5,6
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 1000 Torr	Регулятор массового расхода газа, тип GE50A, ВПИ 300 ст.л/мин	7,6
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 1000 Torr	Счетчик газа ротационный RABO G40 – У	7,9

Таким образом, максимальная погрешность измерения быстроты действия составляет 10%.

### 2.3.7. Оценка погрешности измерений отношения давлений

По аналогии проведена оценка погрешности измерения отношения давления. Результаты представлены в таблице 2.8, и на рис.2.27.

Таблица 2.8

Результаты оценки погрешности измерения отношения давлений

Средство измерения давления на входе	Средство измерения давления на выходе	Максимальная относительная погрешность $\delta$ , %
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 1000 Torr	CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 10 Torr	7
CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 10 Torr	CERAVAC мод.CTR100, ВПИ* 0,1 Torr,	7

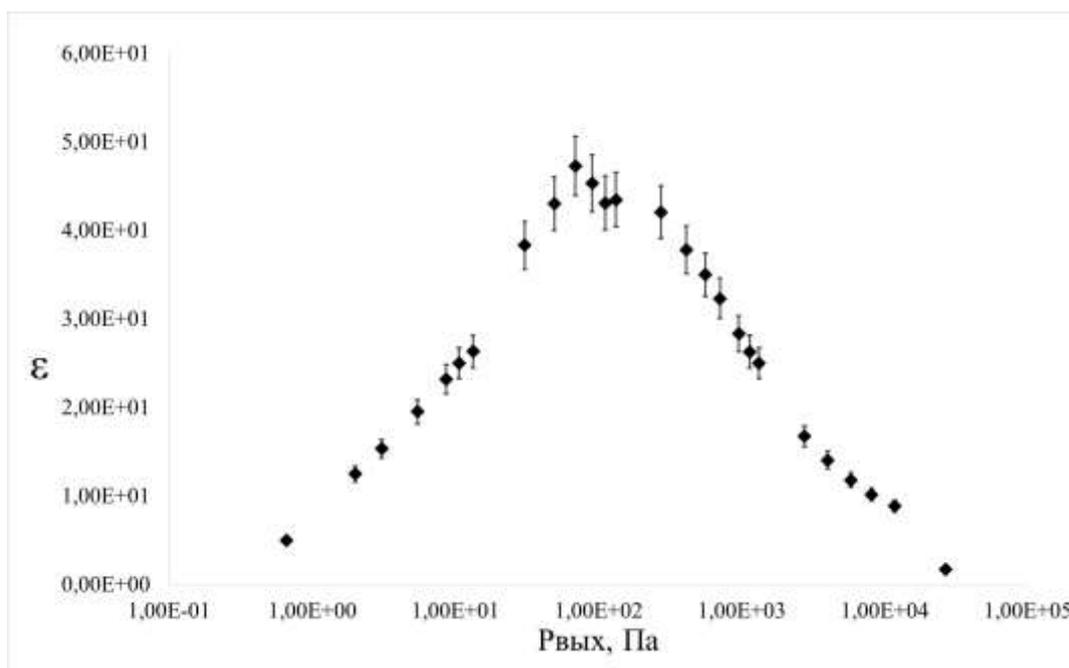


Рис. 2.27. Зависимость степени повышения давления от давления на выходе для НВД с эллиптическим профилем ротора с соотношениями  $b/a \approx 0.85$  и  $r/a \approx 0.64$  (патент № 2730769) при  $n = 3000$  об/мин (указанный доверительный интервал соответствует относительной погрешности 7%)

### **Глава 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НВД**

В третьей главе представлена математическая модель рабочего процесса насосов НВД, описывающая переходный и вязкостный режимы течения в каналах НВД, и учитывающая скоростную составляющую перетеканий. Приводятся основные допущения, принятые в математической модели. Также представлены результаты CFD моделирования рабочего процесса НВД в пакете Ansys CFX, которые использованы для верификации разработанной математической модели. Кроме верификации математическая модель прошла валидацию путем сравнения с собственными и литературными экспериментальными данными.

#### **3.1 Основные допущения математической модели**

При разработке математической модели будем использовать допущения, которые хорошо показали себя при создании математических моделей, как вакуумных насосов типа НВСП и КЗВН, так и компрессорных машин внешнего сжатия:

1. Рабочее тело (откачиваемый газ) рассматривается как однородная среда, в которой отсутствуют конденсирующиеся пары.
2. В условиях вакуума откачиваемый газ может рассматриваться как идеальный газ, состояние которого описывается уравнением Менделеева-Клапейрона.
3. Под влиянием внешних факторов в пределах каждой полости параметры газа изменяются мгновенно.
4. Не учитываются газодинамические потери на трение газа о стенки рабочей полости.
5. Параметры газа перед всасывающим и за нагнетательным патрубками постоянны, что соответствует присоединению патрубков к очень большим объемам. Колебания давления во всасывающем и нагнетательном патрубках не учитываются.

6. Угловая скорость роторов постоянна, неравномерность вращения роторов пренебрежимо мала.

### **3.2. Основные положения математической модели**

Математическая модель предназначена для расчета откачных характеристик насоса при совместной работе с различными форвакуумными насосами, в том числе с разными газами, выбора оптимальных параметров роторов, корпуса и зазоров по заданной скорости действия.

Блок-схема математической модели рабочего процесса насоса приведена на рис. 3.1.

Математическое моделирование рабочего процесса насоса состоит из следующих этапов:

- 1) задание основных уравнений профиля роторов;
- 2) вывод общих уравнений огибающей головки ротора;
- 3) определение диапазона параметров, для которых возможно построение сопряженных роторов;
- 4) задание предварительных параметров роторов и корпуса насоса;
- 6) вычисление коэффициента использования объема;
- 7) отслеживание точки минимального зазора между роторами, определение радиусов кривизны стенок роторов в этой точке;
- 8) расчет коэффициентов проводимости каналов ротор-ротор, ротор-корпус и торцевых каналов в молекулярном режиме течения;
- 9) оптимизация профиля ротора для заданных параметров корпуса из условия максимизации коэффициента использования объема и минимизации обратных перетеканий;
- 10) построение действительного профиля для заданных зазоров;
- 11) определение величин зазоров с учетом теплового расширения;
- 12) определение предварительной суммарной проводимости зазоров для всех режимов течения;
- 13) введение откачных характеристик форвакуумного насоса;

- 14) решение уравнений равенства потоков через НВД и ФВН;
- 15) получение откачной характеристики – зависимости скорости действия от давления на входе;
- 16) получение зависимости коэффициента подачи от входного давления и максимального отношения давлений от выходного давления.

В настоящей работе математическая модель строится по методу контрольных объёмов и ее блок-схема, реализованная в виде программ в пакете Mathematica, представлена на рис. 3.1.

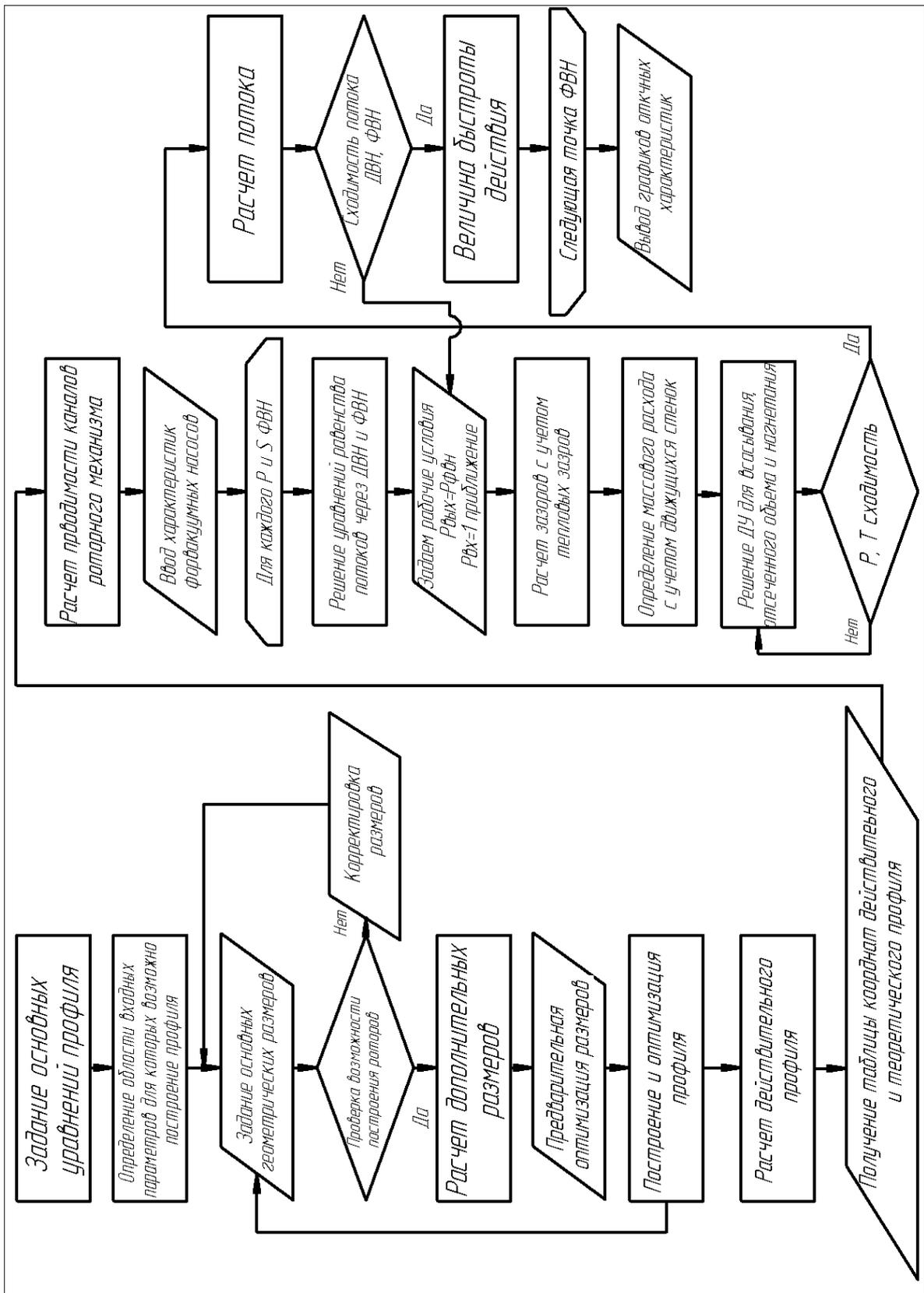


Рис. 3.1 – Блок схема математической модели рабочего процесса НВД

Для моделирования процесса откачки рабочая полость НВД условно разделяется на 4 объема [61, 67 - 69] (рис. 3.2 а): объемы в окрестностях патрубка всасывания (1) и нагнетания (2) и пара отсеченных объемов (3, 4). При этом процессы, происходящие в отсеченных объемах (3, 4), идентичны, но смещены на 90 градусов, что упрощает расчет.

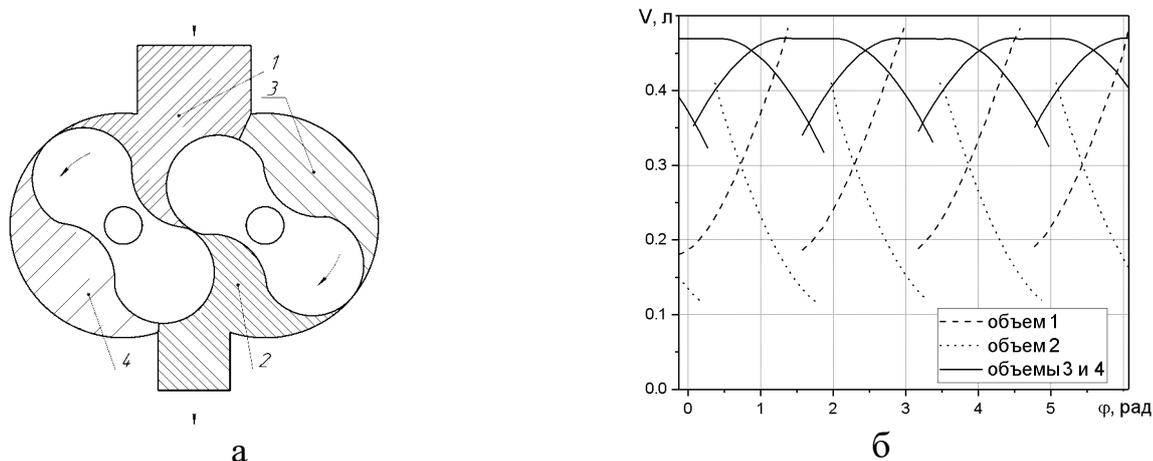


Рис. 3.2. Рабочие объемы и их зависимость от угла поворота ротора

Для каждого рассматриваемого объема записывается система уравнений (1.7). Перетекания между объемами вычисляются с использованием уравнений проводимости диафрагмы и каналов, образованных криволинейными стенками. Из-за высокой проводимости входных и выходных сечений и каналов при определенных углах поворота ротора система дифференциальных уравнений является «жесткой». Поэтому ее решение явными методами (Рунге-Кутта, Адамса) приводит к возникновению больших погрешностей и отсутствию сходимости.

В данной работе уравнения решаются численным методом LSODE в пакете Mathematica [70] с автоматическим переключением на неявные методы, что позволяет разрешать проблему «жесткости» уравнений (1.7) и выражений для расчета обратных перетеканий, в том числе, с учетом скорости стенок [59, 74].

В качестве исходных данных задаются давление и температура газа в откачиваемом объёме, а также параметры газа на выходе из насоса. В

результате решения задачи находятся зависимости давления и температуры в объемах 1-4 от угла поворота роторов.

Расчет ведется методом последовательных приближений. Т.к. необходимые для расчета зависимости давления и температуры от угла поворота в объемах 1-4 неизвестны, то в первом приближении они задаются произвольно. При следующей итерации расчета в систему уравнений подставляются параметры газа, полученные из расчета предыдущей итерации, таким образом, расчет продолжается до определенного уровня сходимости.

Пример итоговых индикаторных диаграмм представлен на рис. 3.3 [71]. При низких входных давлениях давление в рабочей полости в момент образования отсеченного объема оказывается ниже входного (точка 1). Тем самым происходит уменьшение массы перекачиваемого газа и снижение быстроты действия. В моделях [22, 23] для учета этого явления использовался эмпирический коэффициент заполнения, полученный в результате экспериментального измерения быстроты действия на одном НВД и использовать эти данные для других насосов и условий было проблематично.

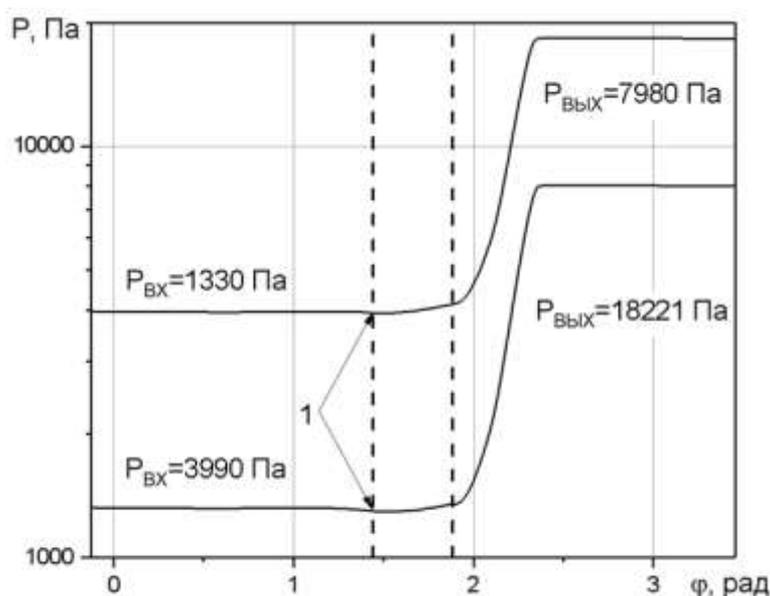
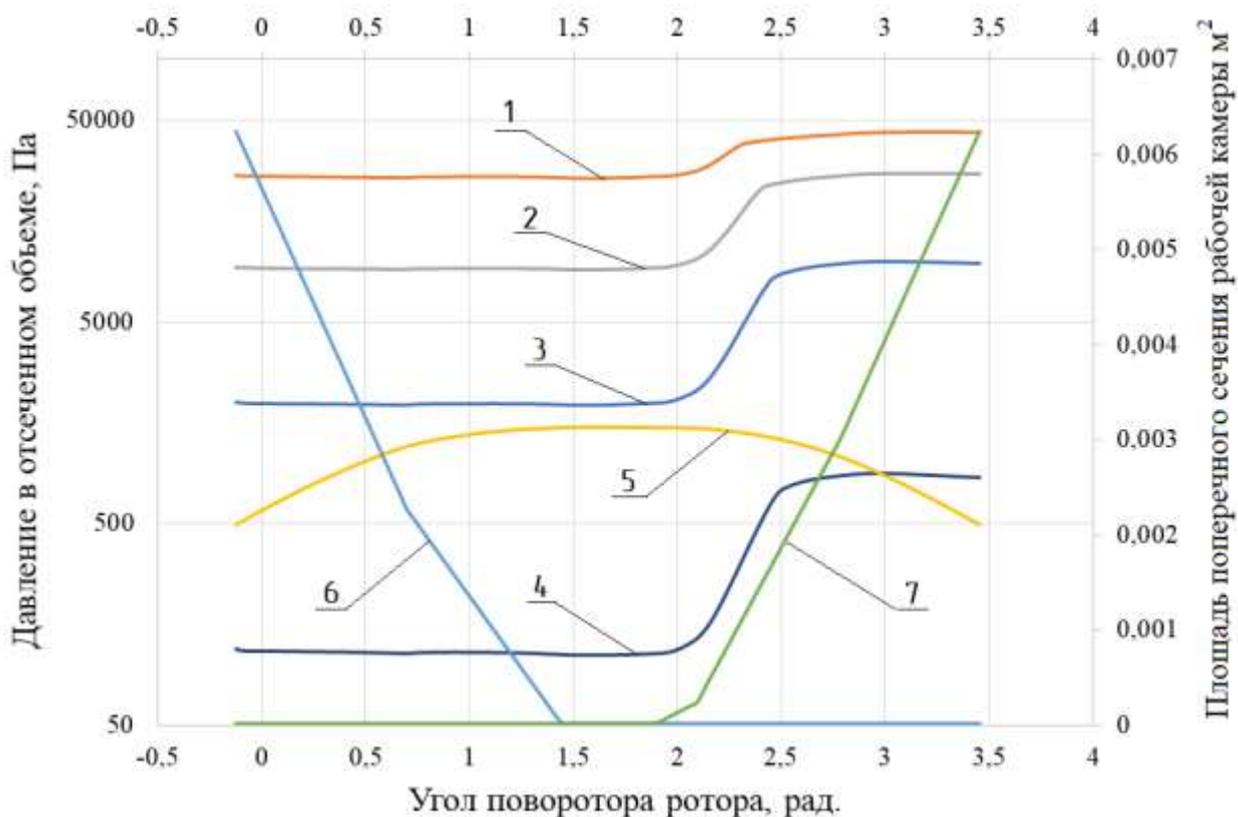


Рис.3.3 Расчетные индикаторные диаграммы НВД-200 для различных входных и выходных давлений

Интегрируя массовый расход через входное сечение за один оборот вычисляется масса перекачиваемого газа. Ее произведение на частоту вращения дает массовую производительность насоса.

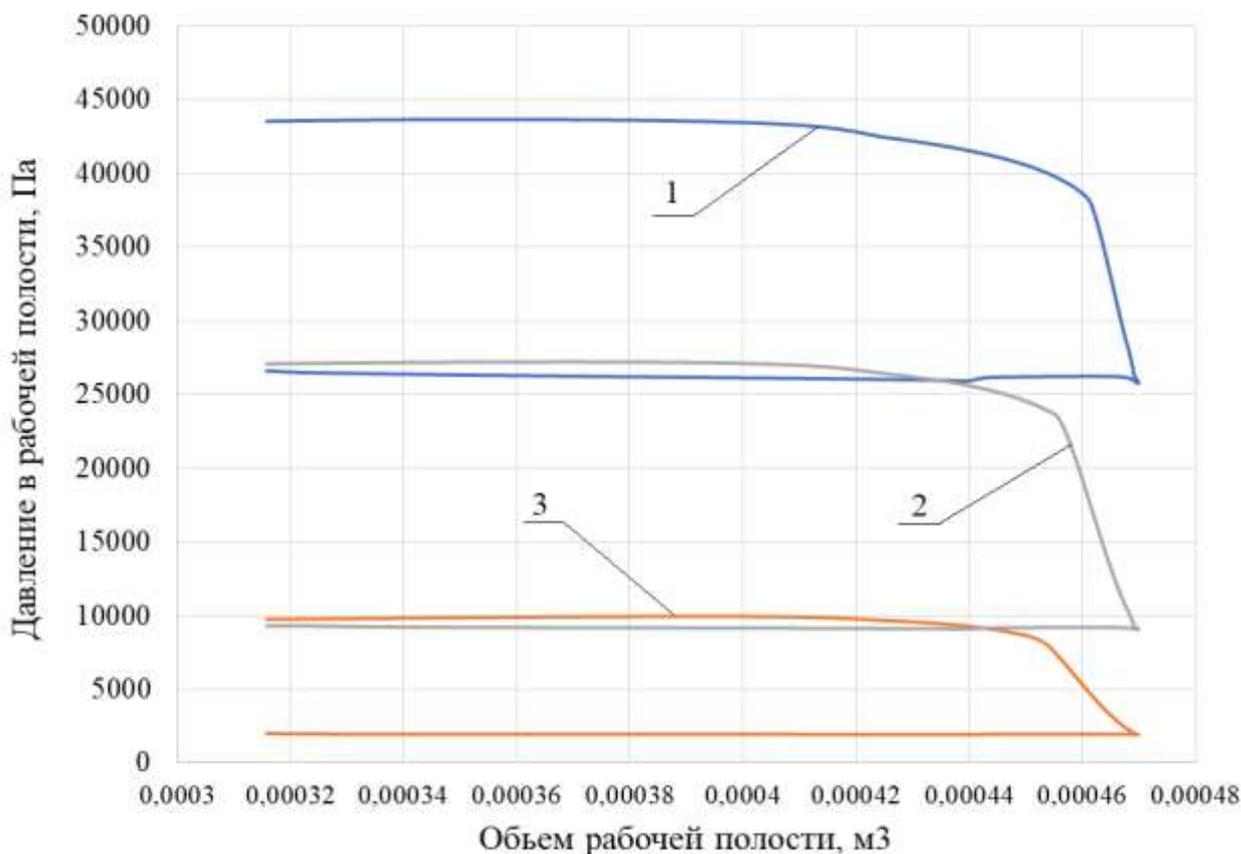


1 – 26,6 кПа; 2 – 9,3 кПа; 3 – 1,9 кПа; 4 – 0,119 кПа; 5 –  $F_{\text{отс.}}$ ; 6 –  $F_{\text{отс. вх.}}$ ; 7 –  $F_{\text{отс. вых.}}$

Рис. 3.4 – Давление и площадь поперечного сечения рабочей камеры, площади щелей со стороны входа и выхода НВД с эллиптическим профилем ротора с соотношениями  $b/a \approx 0.85$  и  $r/a \approx 0.64$  (патент № 2730769) при  $n = 3000$  об/мин

На рис. 3.4 показаны индикаторные диаграммы, площадь поперечного сечения рабочей камеры и площади щелей, через которые происходит массообмен между входом и выходом. Процесс увеличения рабочего объема, образованного ротором и корпусом, происходит до угла 1,45 радиан. При этом площадь щели, соединяющей этот объем с объемом входа достаточно

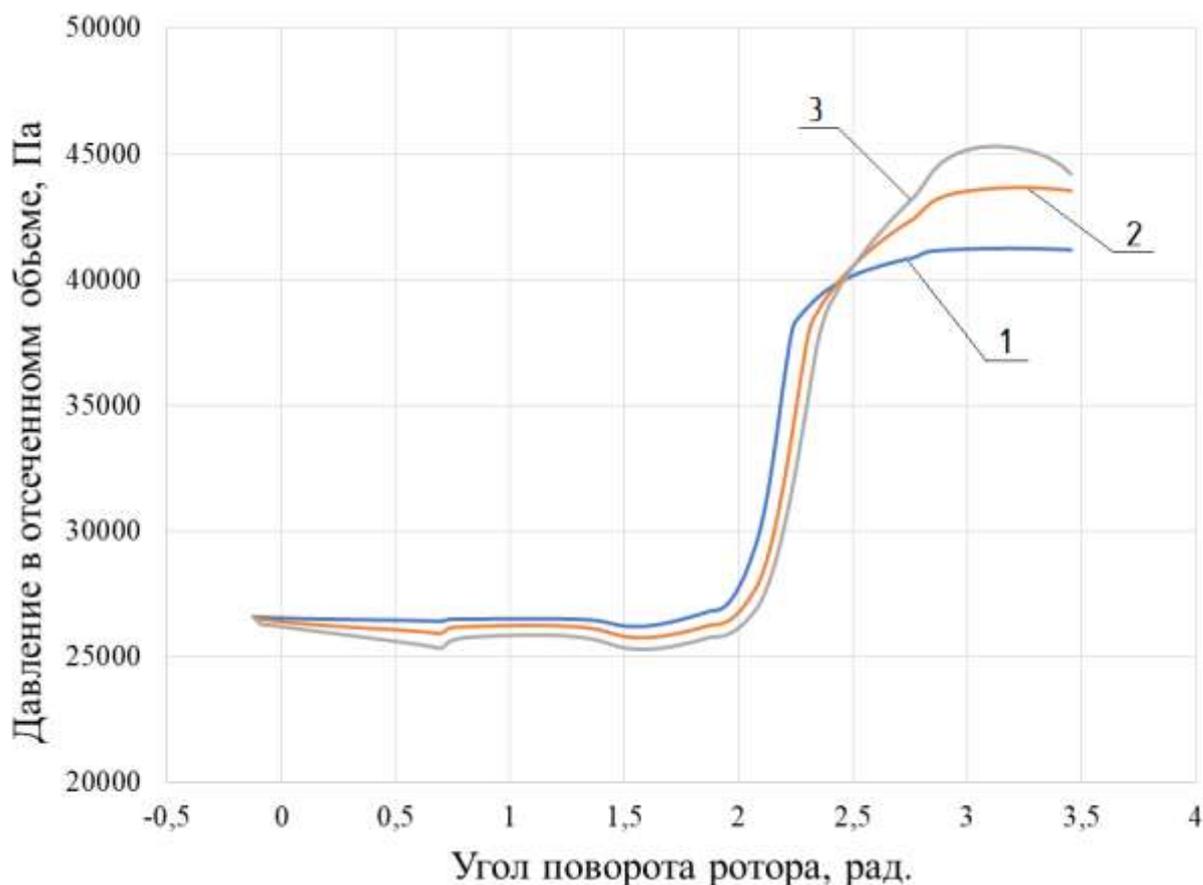
велика, поэтому давление практически равно давлению во входном объеме. В интервале 1,45 до 1,92 радиан происходит процесс переноса отсеченного объема со стороны входа на сторону выхода. При этом отсеченный объем и объемы входа и выхода насоса, отделяемые щелевыми каналами роторного механизма, являются сообщающимися, в связи с чем, изменение давления в отсеченном объеме незначительно. После 1,92 радиан начинается процесс объединения отсеченного объема с объемом выхода, площадь щели, соединяющей эти объемы, растет, и происходит резкий рост давления в рассматриваемом объеме. В дальнейшем величина щели достигает значительного размера, и ее дальнейший рост не оказывает влияния на давление, которое практически сравнивается с давлением в объеме выхода.



1 – 26,6 кПа; 2 – 9,3 кПа; 3 – 1,9 кПа.

Рис. 3.5 – Индикаторные диаграммы НВД с эллиптическим профилем ротора с соотношениями  $b/a \approx 0.85$  и  $r/a \approx 0$ . в  $P$ - $V$  координатах ( $n = 3000$  об/мин) при различных давлениях на входе

На рис. 3.5 представленные индикаторные диаграммы перестроены в  $P$ - $V$  координаты. Так как процесс переноса газа приближен к изохорному, величина работы насоса зависит в основном от разности между входным и выходным давлениями.



1 – 1500 об/мин; 2 – 3000 об/мин; 3 – 4500 об/мин;

Рис. 3.6 – Индикаторные диаграммы рабочего процесса НВД с эллиптическим профилем ротора с соотношениями  $b/a \approx 0.85$  и  $r/a \approx 0.64$  при различных частотах вращения приводного вала ( $P_{вх} = 26,6$  кПа,  $P_{вых} = 38$  кПа)

Из рисунка 3.6 можно сделать вывод о том, что при высоких частотах вращения давление в рабочей полости будет ниже из-за меньшей продолжительности по времени рабочего цикла и меньших интегральных обратных перетеканий.

### 3.3 Расчет обратных перетеканий газа в каналах с движущимися стенками

Одной из важнейших задач, решаемых при расчетах откачных характеристик любой бесконтактной вакуумной машины, является учет обратных перетеканий через каналы роторного механизма. Ротора НВД могут быть различного профиля, каждый из типов роторов может иметь десятки различных геометрических соотношений, кроме того задача усложняется еще и тем, что режим течения в щелевых каналах может меняться от вязкостного до молекулярного. В связи с этим получение строгого соотношения проводимости каналов для каждого типа профиля, его геометрических соотношений и угла поворота роторов практически невозможно. Поэтому будем использовать расчетный метод, названный в работах [39, 60] универсальным, который показал высокую эффективность в моделях трех видов бесконтактных насосов.

Метод основан на том, что каналы роторного механизма насосов НВД представляют собой канал типа 1 или типа 2 (рис.3.7) с минимальным зазором  $\delta$  в некотором сечении. Основное сопротивление течению газа в этом случае дает участок с минимальным зазором и стенки в окрестностях минимального зазора могут быть аппроксимированы дугами окружностей.

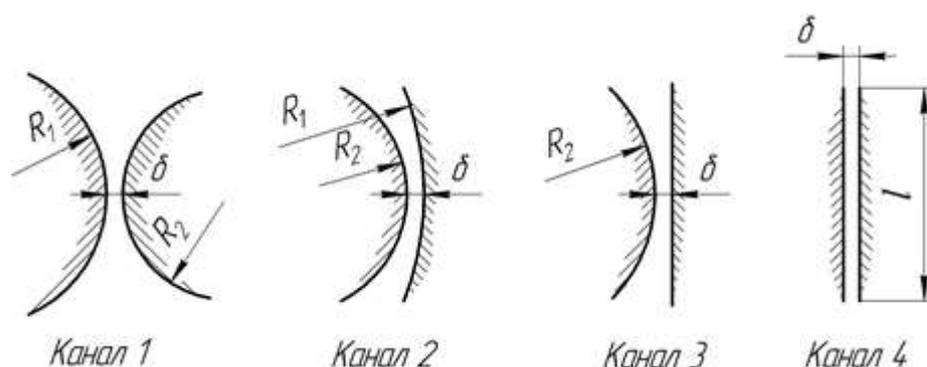


Рис. 3.7. Геометрия исследуемых каналов

В некоторых случаях каналы при определенном положении роторов комбинирует в себе два типа каналов, таких как 1 и 2. Тогда необходимо

раздельно находить радиус кривизны каналов на входе в канал и на выходе из него. Сами радиусы кривизны находятся из выражения

$$R_{P_1P_2P_3} = \frac{\sqrt{((x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2)((x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2)((x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2)}}{2(x_3(y_1 - y_2) + x_2(y_3 - y_1) + x_1(y_2 - y_3))}, \quad (3.1)$$

где  $x_{1-3}, y_{1-3}$  – координаты точек на стенках канала.

В итоге, расчет обратных перетеканий в вязкостном режиме течения проводился по следующим уравнениям [50]

$$U = \frac{\sqrt{2R_g T_1} \xi (1 + \tau) \delta L}{9\pi(1 + \sqrt{1 + \alpha(1 - \tau^2)\xi^2})}, \quad (3.2)$$

$$\text{где } \alpha = c_0 + c_1 x_k + c_2 x_k^2 + c_3 x_k^3 - 0,00129 \tau^{0,397\xi}, \quad x_k = \frac{\ln(\tau)}{\ln(\tau) - 1},$$

$$\xi = \frac{\delta^2 P_1}{\eta \sqrt{R_g T_1} l_3}, \quad l_3 = \sqrt{\frac{\delta R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}} - \text{эффективная длина канала}, \quad (3.3)$$

$$c_0 = \frac{0,0008}{1 + 0,00013\xi^3} + \frac{775}{10^6 + 0,202\xi^3} + \frac{0,00088\xi^3}{10^6 + 0,362\xi^3} \quad (3.4)$$

$$c_1 = -0,00153 + \frac{0,0103\xi^2}{2544 + \xi^2 + 0,0000275\xi^4} \quad (3.5)$$

$$c_2 = \frac{284,6}{9086 + \xi^2} + \frac{0,0105\xi^2}{58153 + \xi^2} + \frac{0,0137\xi^3}{1,11 \cdot 10^7 + \xi^3} \quad (3.6)$$

$$c_3 = -\left( \frac{0,00805\xi^2}{36345 + \xi^2} + \frac{39823}{1,646 \cdot 10^6 + \xi^3} + \frac{0,0129\xi^3}{6,93 \cdot 10^6 + \xi^3} \right) \quad (3.7)$$

где  $R_g$  – газовая постоянная.

При определении эффективной длины канала знак «плюс» выбирается для канала 1, «минус» – для канала 2, для канала 3 принимается  $l_3 = \sqrt{\delta R_2}$ .

Проводимости в переходном режиме течения находись по следующим уравнениям [50]

$$U_{II} = U_B + zU_M \quad (3.8)$$

где  $U_M$  – проводимость канала в молекулярном режиме течения;  $U_B$  – проводимость канала в вязкостном режиме при течении без скольжения на стенках;  $z$  – эмпирический коэффициент, определяемый по формуле [50]

$$z = \frac{1 + \delta P_{CP} \sqrt{M / R_T T} / \eta}{1 + (1,24 + 0,5(1 - \tau)^2) \delta P_{CP} \sqrt{M / R_T T} / \eta} \quad (3.9)$$

Обратные перетекания в молекулярном режиме течения рассчитывались по следующей формуле

$$U_M = \frac{c}{4} L \delta K_3 \quad (3.10)$$

где коэффициент проводимости  $K_3$  для каналов, образованных выпуклыми частями роторов (канал 1), находится в виде

$$K_3' = \exp \left[ 0,7884 + 0,4443x + \frac{3,27}{x} + \frac{4,807}{x^2} + \frac{2,883}{x^3} + 0,0238 \arctg(8,95R_2 / R_1) \right] \quad (3.11)$$

$$\text{где } x = \ln \left[ \delta \left( \frac{1}{R_2} \pm \frac{1}{R_1} \right) \right].$$

Для каналов, образованных вогнутыми и выпуклыми частями роторов (канал 2) и для радиальных каналов между ротором и корпусом, применялась следующая формула [42]

$$K_3'' = K_3' \exp \left[ - \exp[2y] (0,057y + 0,0304\sqrt{y} + 0,0067y^{0,16}x) \right] \quad (3.12)$$

$$\text{где } y = R_2 / |R_1|.$$

Торцевые каналы между роторами и торцевыми крышками представляют собой длинные плоские щели (канал 4 на рис.3.7), поэтому для них в молекулярном режиме применялась следующая формула [42]

$$K_T = \frac{\delta_T}{\ell_T} \ln \frac{\ell_T}{\delta_T} \quad (3.13)$$

где  $\ell_T$  - средняя протяженность торцевой щели в направлении перетекания газа (эквивалентная длина щели).

В вязкостном режиме проводимость торцевых каналов находилась по формуле [50]

$$U = \frac{\delta^3 L R_1 (1 + \tau)}{12 l \eta \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{\alpha (1 - \tau^2) R_1^2 \delta^4}{6 l^2 R_T T_1 \eta^2}} \right)}, \quad (3.14)$$

где

$$\alpha = c_0 + c_1 \ln(\tau + 0,03) + c_2 \ln^2(\tau + 0,03),$$

$$c_0 = 0,0687 - 0,00581 \ln(1/\xi) - 0,001 \ln^2(1/\xi),$$

$$c_1 = -0,264 - 0,0677 \ln(1/\xi) - 0,00452 \ln^2(1/\xi),$$

$$c_2 = -0,0711 - 0,0163 \ln(1/\xi) - 0,000142 \ln^2(1/\xi),$$

$$\xi = \frac{\delta^2 P_1}{l \eta \sqrt{R_T T_1}}.$$

Для вязкостного и переходного режимов течения газа в математической модели учитываются скорости стенок каналов. Это делается согласно методике работы [75], в которой профиль скорости аппроксимируется параболой, концы которой смещены на величину скорости стенки с учётом пристеночного скольжения в условиях переходного режима. Здесь поток через канал в первом приближении определяется по формуле

$$q = \frac{1}{3} (W_1 + W_2) \delta (P_{in} + P_{out}) + \frac{\sqrt{2} (P_{in}^2 + P_{out}^2)}{9 \pi \mu (r_1 + r_2)} \delta^{\frac{5}{2}} (r_1 - r_2)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{12 \lambda_0}{\delta (P_{in} + P_{out})} + 1 \right). \quad (3.15)$$

Более точное решение находится методом последовательных приближений при решении дифференциального уравнения

$$\begin{aligned} Y' = & Y^2 (\lambda_0 + Y) (3 \lambda_0 + Y) ((-45 \lambda_0^3 q^2 + 9 \lambda_0^2 q (-11 q + 5 \lambda_0 (W_1 + W_2) Y + \\ & 3 \lambda_0 q (-21 q + 31 \lambda_0 (W_1 + W_2))) Y^2 + (45 (W_1 + W_2)^2 \lambda_0^2 - 9 q^2 + 51 \lambda_0 q (W_1 + \\ & W_2) + 6 \lambda_0^2 (W_1 + W_2)^2) Y^3 + 3 (10 (W_1 + W_2)^2 \lambda_0 + (W_1 + W_2) (q + 4 \lambda_0 (W_1 + \\ & W_2))) Y^4 + (5 (W_1 + W_2)^2 + 6 (W_1 + W_2)^2) Y^5) b' + 30 R T (\lambda_0 + Y)^2 (3 \lambda_0 + \\ & Y) (-3 \mu (q - (W_1 + W_2) Y) + 2 Y (3 \lambda_0 + Y) b')) / (b (-405 \lambda_0^6 q^2 - 1620 \lambda_0^6 q^2 Y + \\ & 135 (-19 \lambda_0^4 q^2 + 12 \lambda_0^6 R T) Y^2 + 9 \lambda_0^3 (-227 q^2 + 720 \lambda_0^2 R T - \lambda_0 q (W_1 + \\ & W_2)) Y^3 + 3 \lambda_0^2 (45 (W_1 - W_2) \lambda_0^2 - 288 q^2 - 8 \lambda_0 q (W_1 + W_2) + 3 \lambda_0^2 (1140 R T + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (W_1 + W_2)^2))Y^4 + 3\lambda_0(45(W_1 - W_2)^2\lambda_0^2 - 63q^2 - 6\lambda_0q(W_1 + W_2) + \\
& \lambda_0^2(2720RT + 9(W_1 + W_2)^2))Y^5 + 9(5(W_1 - W_2)^2\lambda_0^2 - 2q^2 + \lambda_0^2(380RT + \\
& 3(W_1 + W_2)^2))Y^6 + (5(W_1 - W_2)^2\lambda_0 + 3q(W_1 + W_2) + 9\lambda_0(80T + (W_1 + \\
& W_2)^2))Y^7 + 60RTY^8),
\end{aligned} \tag{3.16}$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость,  $T$  – абсолютная температура.

### 3.4 Теплообмен

Несмотря на снижение интенсивности теплообмена при понижении давления процесс теплообмена является одной из важных составляющих математической модели. Поток теплообмена между газом и стенкой рассчитывается по формуле

$$Qm = \alpha F (T_{cm} - T_2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплообмена,  $T_{cm}$  – температура стенки,  $T_2$  – температура газа.

Коэффициент теплообмена  $\alpha$  определяется экспериментальным термометрированием различных типов насосов и сильно различается от рабочих условий. Так методики расчета теплообмена для поршневых компрессоров представлены в работах [76], для роторных машин - в работах [46, 73, 77, 78]. Наибольшей точностью для машин типа Рутс обладает методика расчета, представленная в работе [47]. В ее основе лежит использование критериальных уравнений

Коэффициент теплообмена между стенками роторов, корпуса и газом рассчитывается по методике работы [77]

$$Nu_{(\varphi p)} = \frac{\alpha_{(\varphi p)} \cdot D_{\text{ЭКВ}(\varphi p)}}{\lambda_{(\varphi p)}} \quad , \tag{3.17}$$

$$Re_{(\varphi p)} = \frac{w \cdot D_{\text{ЭКВ}(\varphi p)}}{\nu_{(\varphi p)}} \quad , \tag{3.18}$$

где  $\lambda_{(\varphi p)}, \nu_{(\varphi p)}$  – коэффициенты теплопроводности и кинематическая вязкость воздуха, соответственно, определяемые по температуре и давлению воздуха в рассматриваемый период времени.

Под определяющим размером в расчете числа  $Re$  принят эквивалентный диаметр, рассчитываемый по формуле

$$D_{\text{экв}(\varphi p)} = \frac{6 \cdot V_{p.n(\varphi p)}}{F_{p.n(\varphi p)}} \quad (3.19)$$

где  $V_{p.n(\varphi p)}$  – объём рабочей полости,  $F_{p.n(\varphi p)}$  – площадь поверхности рабочей полости,

$$Nu_{(\varphi p)} = B \cdot Re_{(\varphi p)} + A_1 \cdot Pr + A_2 \quad (3.20)$$

- для периода всасывания и переноса отсеченных объемов

$$B = 0.0322 - 0.0442 \cdot \Pi + 0.0206 \cdot \Pi^2 \quad (3.21)$$

- для периода нагнетания

$$B = 0.0256 \text{ (при } \Pi = 1,4 \div 1,6) \quad (3.22)$$

$$B = 0,0341 \text{ (при } \Pi = 1,6 \div 2) \quad (3.23)$$

Коэффициенты  $A_1$  и  $A_2$  для периода всасывания и переноса отсеченных объемов приведены в табл. 3.1, для периода нагнетания – в табл. 3.2.

Таблица 3.1 [77]

$\Pi$	$A_1$	$A_2$
1,4÷1,6	$-1.40878 \cdot 10^6 \Pi + 2,38895 \cdot 10^6$	$990432 \cdot \Pi - 1,67893 \cdot 10^6$
1,6÷1,8	$-38670 \cdot \Pi + 196768$	$27910 \cdot \Pi - 138895$
1,8÷2	$540205 \cdot \Pi - 845207$	$-376417 \cdot \Pi + 588894$

Таблица 3.2 [77]

$\Pi$	$A_1$	$A_2$
1,4÷1,6	$-373621 \cdot \Pi + 602073$	$259524 \cdot \Pi - 418204$
1,6÷2	$-322190 + 329323 \cdot \Pi - 78299.7 \cdot \Pi^2$	$223279 - 228612 \cdot \Pi + 54505.6 \cdot \Pi^2$

Числа  $Nu$  и  $Re$  вычисляются по уравнениям (3.17) и (3.18).

Для периода раскрытия рабочей полости на нагнетании

$$\alpha = 836.451\Pi + 0,518n - 1734.75 \quad (3.24)$$

В свою очередь, коэффициент теплоотдачи газа к стенкам рабочей полости при турбулентном режиме течения находится по формуле, представленной в работе [79]

$$\alpha_T = \frac{\lambda}{d_3} \cdot 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \left(1 + 1.77 \frac{d_3}{R}\right) \quad (3.25)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплопроводности газа,  $R$  – радиус кривизны стенки в данной точке,  $d_3$  – характерный размер – гидравлический диаметр канала,  $Re$  – число Рейнольдса,  $Pr$  – число Прандтля.

Для ламинарного режима течения коэффициент теплоотдачи газа к стенкам рабочей полости находится по формуле [80]

$$\alpha_n = \frac{\lambda}{d_3} \cdot 0.57 \cdot Re^{0.5} \quad (3.26)$$

В расчете процесса теплообмена необходимо учитывать разрежение газа, поэтому по аналогии с работой [81] в расчет значения динамической вязкости вводится поправка в виде

$$\mu = \frac{\mu_{\text{атм}}}{(1 + \beta \cdot Kn)} \quad (3.27)$$

где  $Kn$  – число Кнудсена,  $\mu_{\text{атм}}$  – динамическая вязкость газа при атмосферном давлении.

Параметры  $Kn$  и  $\beta$  связаны следующим образом:

$$\begin{cases} Kn = t - \frac{A}{(2-c_2)(3-c_2)t^{2-c_2}} \\ \beta = c_1 \cdot t^{c_2} + \frac{A}{c_1 c_2 (2-c_2)(3-c_2)t} \end{cases} \quad (3.28)$$

где  $t$  – параметрическая переменная,  $A=0,15$ ,  $c_1=1,479952$ ,  $c_2=0,1551753$ .

### 3.5 Расчет величин зазоров с учетом тепловых деформаций

Нагрев двухроторных насосов в первую очередь связан с перемещением откачиваемого газа, а интенсивность нагрева зависит от режима течения газа, который характерен для насоса. В меньшей степени нагрев зависит от узлов трения, таких как синхронизирующие шестерни, подшипники и узлы уплотнения (при наличии).

Нагрев приводит к изменению зазоров роторного механизма относительно номинальных, обеспечиваемых при сборке насоса. Изменение зазоров роторного механизма может привести как к заклиниванию насоса, так и к увеличению зазоров и, как следствие, к ухудшению параметров насоса.

Величины зазоров в роторном механизме НВД с учетом тепловых деформаций роторов и корпуса можно определить по следующим формулам [50]:

#### 1. Радиальный зазор

$$\delta_{PK} = \delta_{PKM} + R[\alpha_K (T_K - T_M) - \alpha_P (T_P - T_M)], \quad (3.29)$$

где  $\delta_{PKM}$  – монтажный радиальный зазор между корпусом и головкой ротора,  $R$  – радиус расточки корпуса,  $\alpha_K, \alpha_P$  – коэффициент теплового расширения

корпуса и ротора соответственно,  $\alpha$  – коэффициент теплового расширения ротора,  $T_k, T_p, T_m$  – температура корпуса, ротора и монтажа соответственно.

## 2. Зазор ротор – ротор

$$\delta_{pp} = \delta_{ppm} + A \cdot \cos \gamma [\alpha_p (T_p - T_m) - \alpha_k (T_k - T_m)], \quad (3.30)$$

где  $\delta_{ppm}$  – монтажный зазор между роторами,  $\gamma$  – угол наклона общей нормали к точке в месте минимального зазора.

## 3. Торцевые зазоры

$$\delta_{T1} = \delta_{T1M} + l_n [\alpha_k (T_k - T_m) - \alpha_p (T_p - T_m)], \quad (3.31)$$

$$\delta_{T2} = \delta_{T2M} + (L + l_n) [\alpha_k (T_k - T_m) - \alpha_p (T_p - T_m)], \quad (3.32)$$

где  $\delta_{T1M}, \delta_{T2M}$  – монтажные зазоры между ротором и торцевыми крышками со сторон неподвижной и подвижной опор соответственно,  $l_n$  – расстояние от упорного подшипника до торца ротора.

Температуры корпуса и роторов могут быть найдены по формулам (2.7) и (2.8).

## 3.6. Сопротивления входного и выходного трактов НВД

### 3.6.1 Сопротивление входного тракта НВД

Для адекватного описания рабочего процесса НВД необходимо учитывать сопротивление течению газа во входном тракте ДВН. С этой целью в компрессорной технике, чаще всего, используется коэффициент расхода, представляющий собой следующее отношение

$$\mu = G_p / G_d \quad (3.33)$$

где  $G_p$  — действительный массовый расход через входной тракт;  $G_d$  — массовый расход через диафрагму эквивалентной площади. Массовый расход определяется в зависимости от числа Рейнольдса ( $Re = 4G/(\pi D\eta)$ ), где  $D$  — гидравлический диаметр, равный диаметру минимального сечения тракта;  $\eta$  – динамическая вязкость.

Долгие годы для нахождения  $\mu$  использовался метод статических продувок. Так в работе [44] проводилось экспериментальное исследование

проводимости входного тракта машины Рутса в компрессорном режиме. Было показано, что коэффициент расхода практически не зависит от числа Рейнольдса. Однако в исследованиях [82 - 84] установлено, что для кулачково-зубчатого и спирального вакуумных насосов, работающих в условиях разрежения, значение коэффициента расхода не остается неизменным.

Следует отметить, что проведение экспериментов в широком интервале входных и выходных давлений при различных положениях роторов — сложная и трудоемкая задача. Поэтому все чаще используют моделирование течения газа во входном тракте с помощью программных пакетов гидрогазодинамики. Такой подход успешно реализован в работах [82 - 84] для трактов кулачково-зубчатого и спирального вакуумных насосов и показал хорошую сходимость теоретических и экспериментальных результатов.

В качестве объекта исследования в данном параграфе использовался насос НВД-200. Схема его роторного механизма представлена на рис. 3.8.

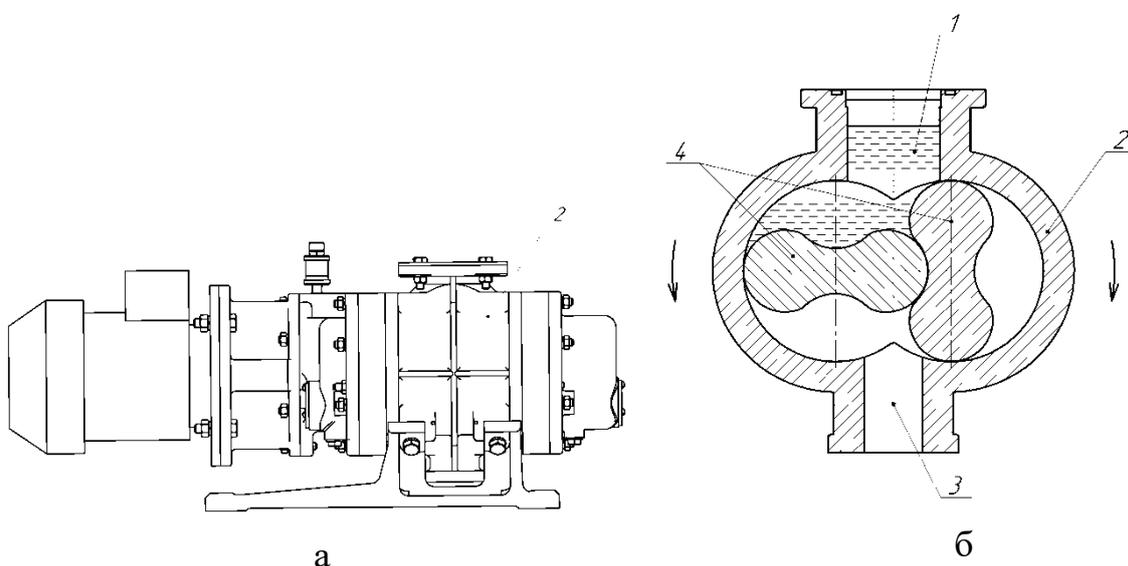


Рис. 3.8. Схема исследуемого НВД:

1 – входной тракт; 2 – корпус; 3 – выходной тракт; 4 – ротора

Моделирование течения газа во входном тракте данного насоса проводилось в пакете ANSYS Fluent [37]. Задача решалась в трехмерной

постановке методом конечных объемов при условии стационарности потока газа. В качестве рабочего тела при расчетах рассматривался воздух в модели идеального газа. Теплообмен со стенками тракта и окружающей средой не учитывался.

Геометрия входного тракта НВД изменяется в зависимости от угла поворота роторов  $\varphi$ , поэтому расчеты проведены для различных положений роторов в диапазоне от 0 до 90°.

Схема расчетной области показана на рис. 3.9. Входной тракт НВД-200 представляет собой цилиндрический канал, переходящий в трапецевидную откачиваемую полость. Трапецевидная полость объединяет отсекаемый роторами объём (образующийся между роторами и расточкой корпуса) с входным трактом насоса [85, 86].

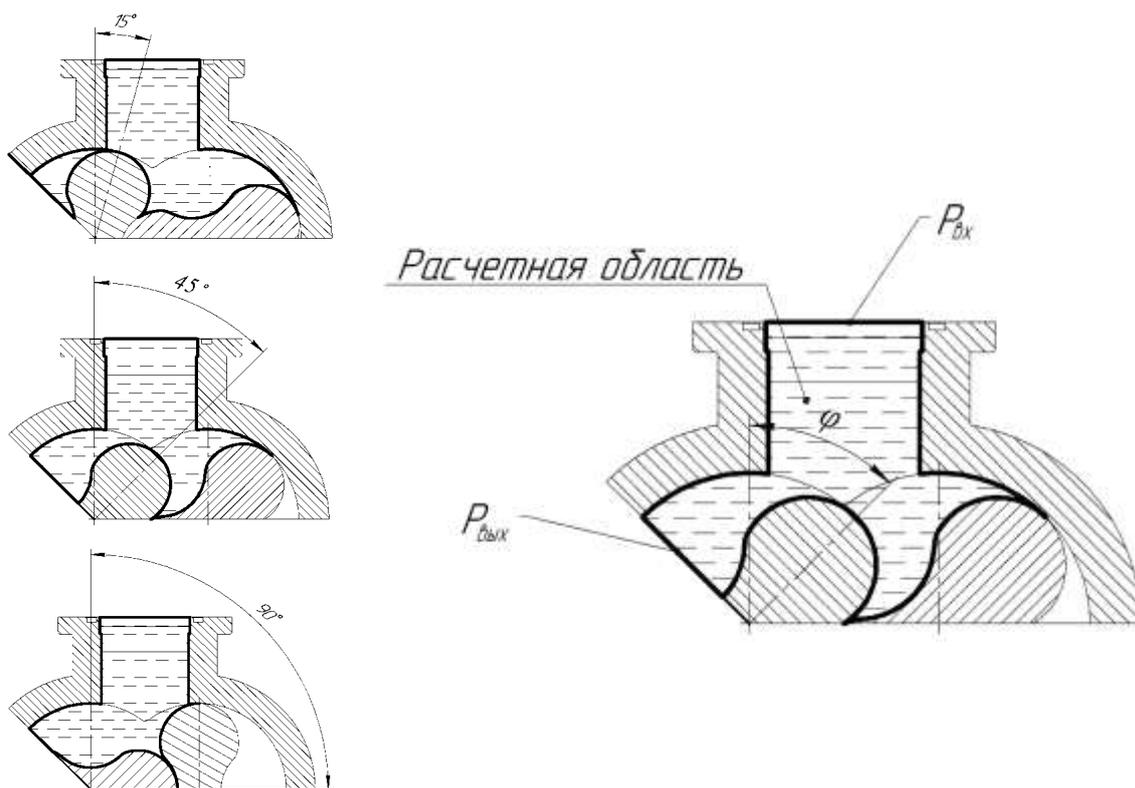


Рис. 3.9. Геометрия расчетной области:

$P_{\text{вх}}$  – давление на верхнем срезе входного тракта;  $P_{\text{вых}}$  – давление на нижнем срезе входного тракта;  $\varphi$  – угол поворота роторов

Для задания геометрии входного тракта в программе КОМПАС-3D [87] были созданы трехмерные модели расчетной области для различных

положений роторов. Положение входного сечения совпадает со срезом входного патрубка.

Расчетные области разбивались на сетки, в качестве элементов которых были выбраны ячейки (элементы) Tet/Hybrid типа Hex Core (рис. 3.10). Размер элементов выбирался из условия сеточной сходимости.

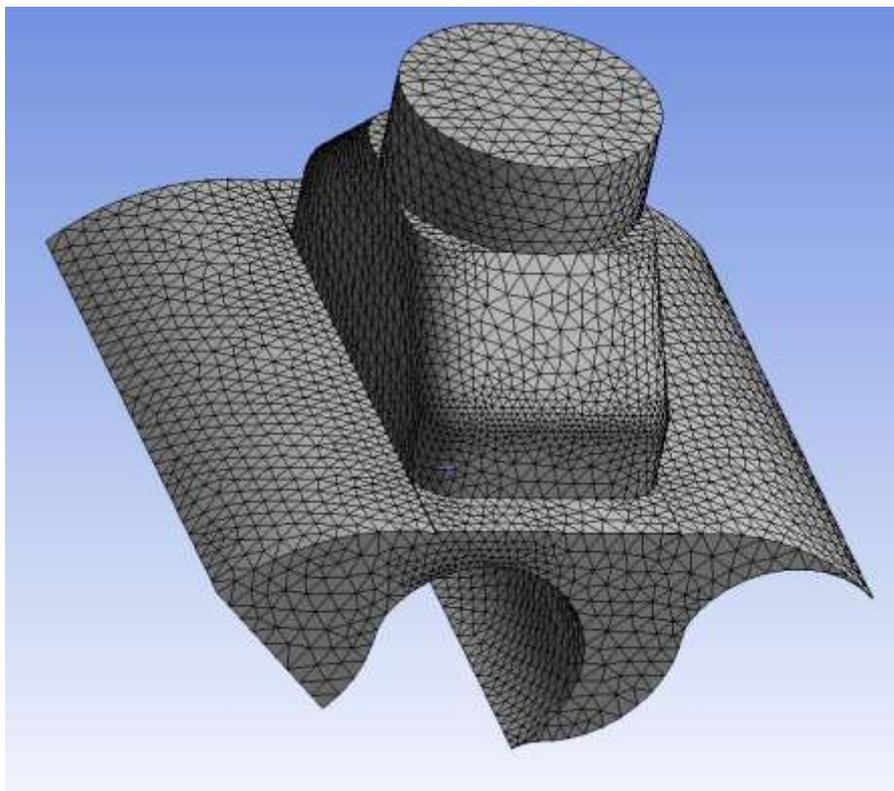


Рис. 3.10. Геометрия и сетка входного тракта при угле поворота роторов  $45^\circ$

Проведенные расчеты охватывали область вязкостного течения. При числах Рейнольдса  $Re > 2300$  использовалась двухпараметрическая модель турбулентности  $k-e$ , а при  $Re < 2300$  — модель ламинарного течения. При низких давлениях в модель добавлялось скольжение газа на стенках.

Для входного тракта давление изменялось в диапазоне 500...9050Па, диапазон давлений выбирался исходя из экспериментальных данных работы [44], а отношение давлений  $\tau$  составляло 0,95...0,99.

Расчет проводился итерационно, условием сходимости решения являлось прекращение изменения величины расхождения баланса массы, энергии и скорости по трем координатам при росте числа итераций. В

результате решения модели получены значения параметров газа в каждой точке рассматриваемого объема (рис. 3.11) и массового расхода газа в каждом сечении.

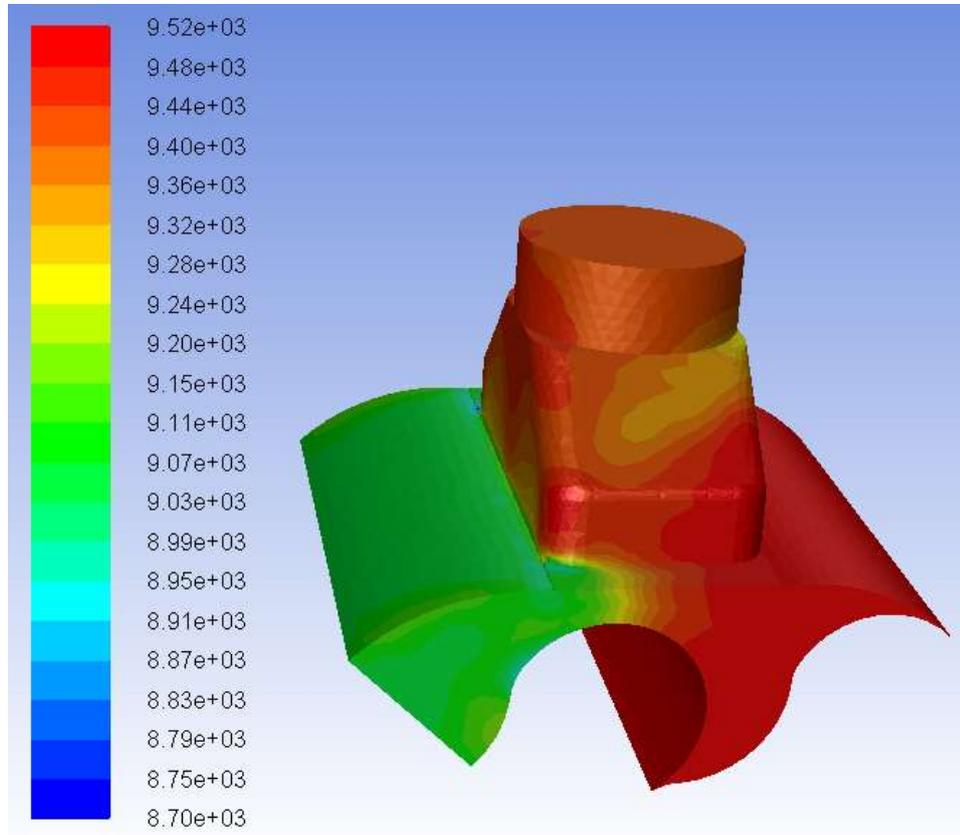


Рис. 3.11. Распределение давления во входном тракте, Па

Были получены коэффициенты массового расхода для различных положений роторов (15; 25; 30; 45; 60; 75; 90 градусов). Зависимость коэффициента  $\mu$  от числа Рейнольдса в минимальном сечении входного тракта представлена на рис. 3.12. Также на этом графике линиями приведены результаты экспериментального определения коэффициента расхода, полученные в работе [44].

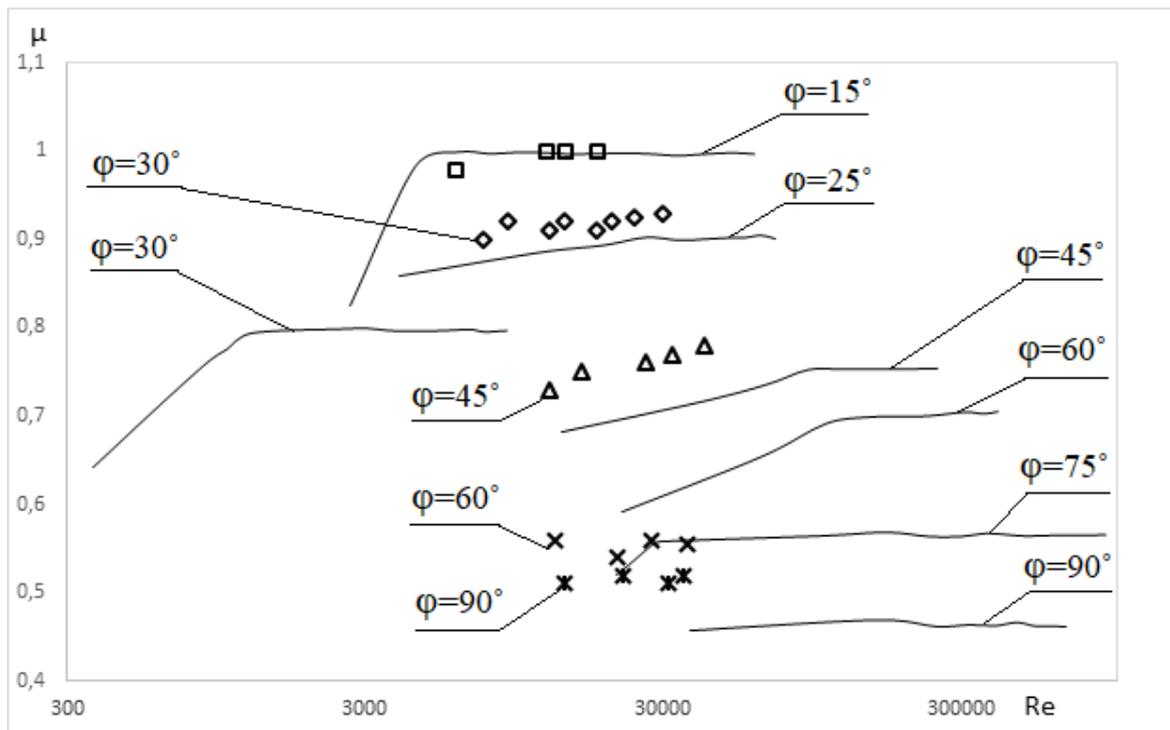


Рис. 3.12. Зависимость коэффициента расхода входного тракта от числа Рейнольдса: линии – расчет, точки – эксперимент [44]

Коэффициент расхода в широком диапазоне чисел Рейнольдса практически постоянен, однако при уменьшении давления (и соответственно массового расхода) происходит его снижение. Также с ростом площади минимального сечения входного тракта (между ротором и корпусом) коэффициент расхода уменьшается от 0,99 до 0,46.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает сходимость в пределах 15% при угле поворота роторов в 30°, 24% при угле поворота 60°, для углов поворота 15°, 45°, 90° разница составляет 1%, 2% и 10% соответственно.

Для удобства использования полученных результатов в математической модели НВД можно рекомендовать следующую аппроксимационную зависимость  $\mu=f(\varphi)$  (рис. 3.13)

$$\mu = -0,0069 \cdot \varphi + 1,0885 \quad . \quad (3.34)$$

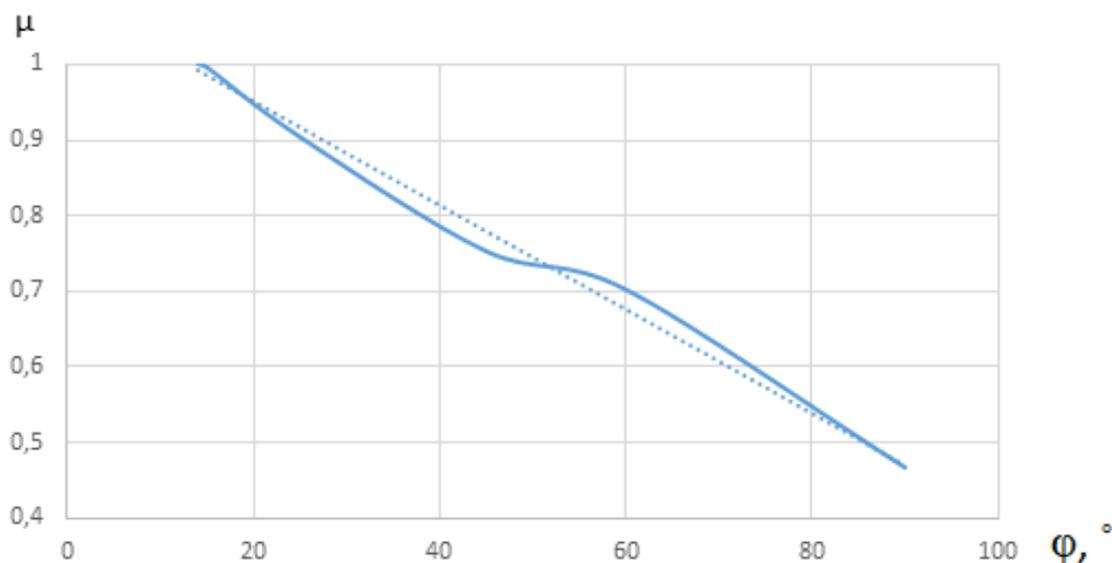


Рис. 3.13. Зависимость коэффициента расхода от угла поворота ротора: сплошная – экспериментальная зависимость коэффициента проводимости, точки – аппроксимированная зависимость

### 3.6.2 Сопротивление выходного тракта НВД

В качестве объекта исследования в данном параграфе также использовался насос НВД-200. Схема его роторного механизма представлена на рис. 3.8.

Выходной тракт НВД состоит из цилиндрического канала, одной из границ которого является плоскость присоединительного фланца, который переходит в трапециевидную полость, предназначенную для снижения сопротивления участка между рабочей полостью и патрубком выхлопа. Рабочая полость ограничена роторами, корпусом насоса и условной поверхностью, проведенной из центра ротора к расточке корпуса.

Геометрия расчетной области изменяется в зависимости от положения роторов и определяется углом  $\varphi$  в диапазоне от 0 до 90°. Для ряда углов поворота создавались геометрические модели расчетной области в программе КОМПАС-3D [87].

По аналогии с предыдущим параграфом, численное моделирование течения газа в выходном тракте осуществлялось в пакете ANSYS Fluent [37].

Расчетная область разбита на сетку конечных объемов с элементами типа Tet/Hybrid (Hex Core) (рис. 3.14). Количество элементов сетки выбиралось из условия сеточной сходимости. С увеличением количества элементов сетки расчетный массовый расход снижается, повышается устойчивость решения. При достижении определенной густоты сетки дальнейшее увеличение количества ячеек практически не оказывает влияние на результат расчета (рис.3.15). Поэтому для дальнейших расчетов выбрана модель, содержащая 196151 элементов сетки [88]

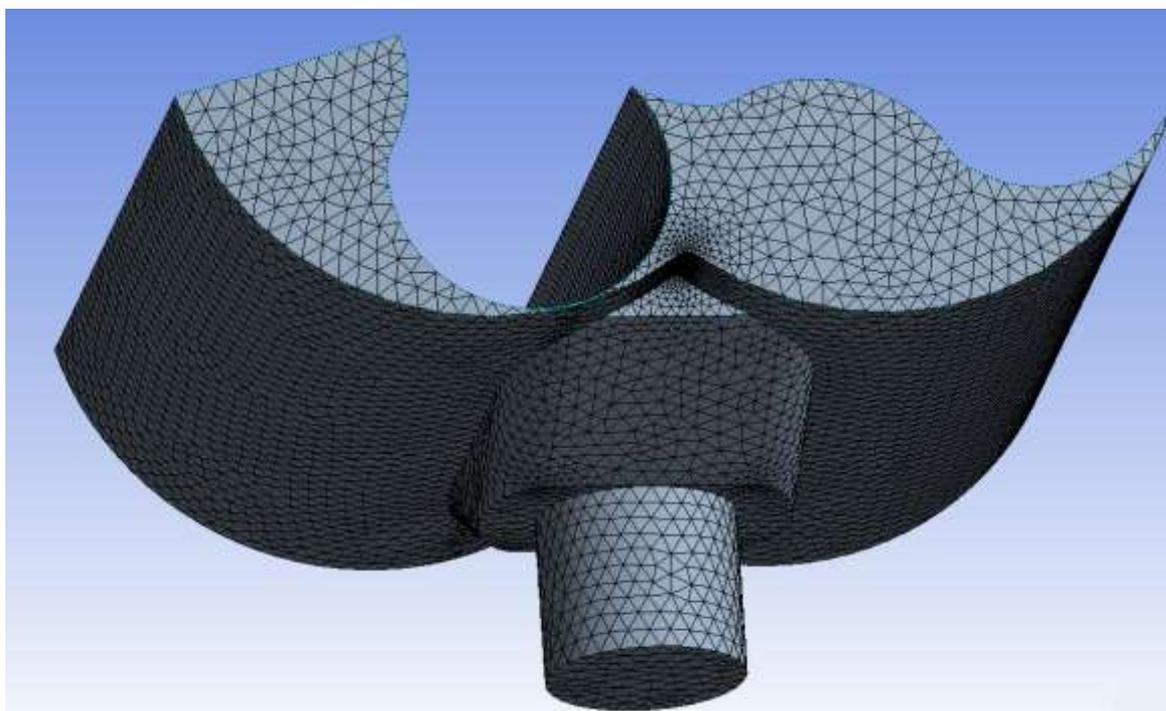


Рис. 3.14. Геометрия и сетка выходного тракта при угле поворота роторов  $15^\circ$

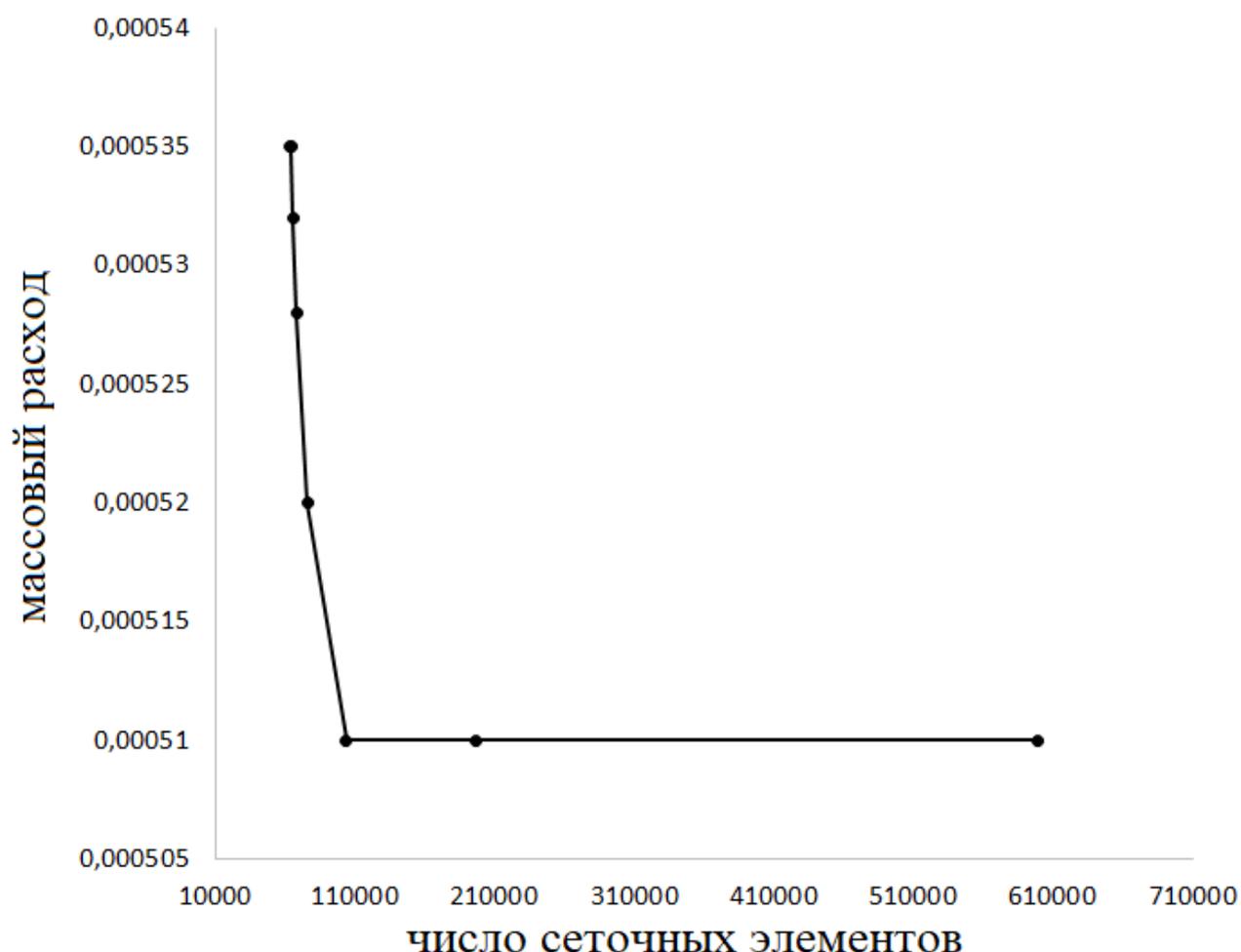


Рис. 3.15. Сеточная сходимость

В отличие от входного тракта течение в выходном тракте осуществляется при бóльших давлениях и соответственно бóльших числах Рейнольдса. Поэтому при расчете использовалась двухпараметрическая модель турбулентности  $k-\varepsilon$ , которая показала хорошую сходимость с экспериментом в аналогичных расчетах.

На поверхности входа Pinlet задавалось условие постоянного давления в диапазоне 500...8100 Па, диапазон давлений выбирался исходя из экспериментальных данных работы [44]. Давление на выходе Poutlet выбиралось из условия отношения давлений  $\tau$  в диапазоне 0,5...0,9.

Условием сходимости решения являлось прекращение изменения величины расхождения баланса массы, энергии и скорости по трем координатам при росте числа итераций. Результатом решения является

распределение давления (рис. 3.16) и температуры в рассматриваемом объеме, а также массовый расход газа на границах расчетной области.

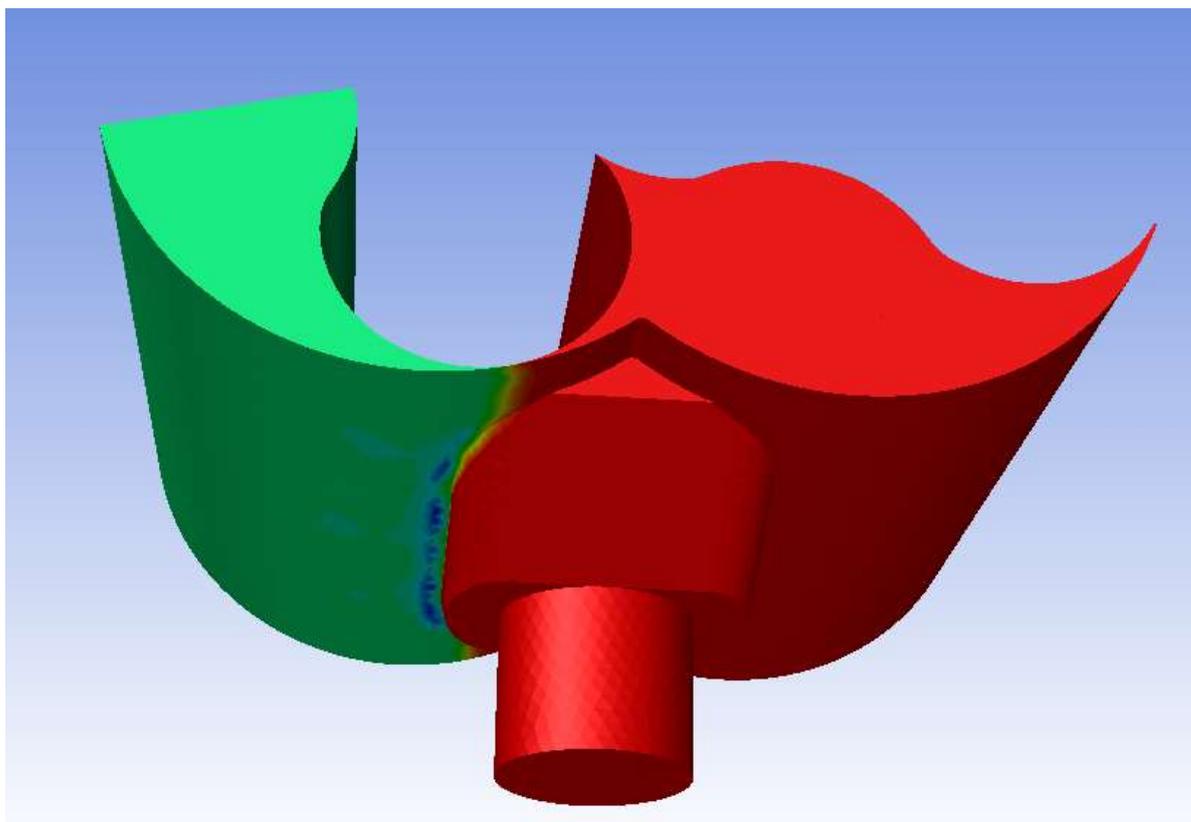


Рис. 3.16. Распределение давления в выходном тракте, Па

Для различных положений роторов (15; 30; 45; 60; 90 градусов) были рассчитаны коэффициенты массового расхода. Положения роторов устанавливались путем поворота правого ротора по часовой, а левого против часовой стрелки с шагом 15°. Зависимость коэффициента  $\mu$  от числа Рейнольдса приведена на рис. 3.17.

Для оценки адекватности решения на этом же графике приведены экспериментальные значения коэффициента расхода, полученные в работе [44] для воздуходувки, аналогичной насосу НВД-200. Сравнение результатов расчета и экспериментальных данных для углов поворота 15°, 30°, 45°, 60° и 90° показывает сходимость в пределах 7%. Расхождения объясняются

отсутствием в работе [44] конкретных значений давлений, при которых проводился эксперимент, а также погрешностью самого эксперимента.

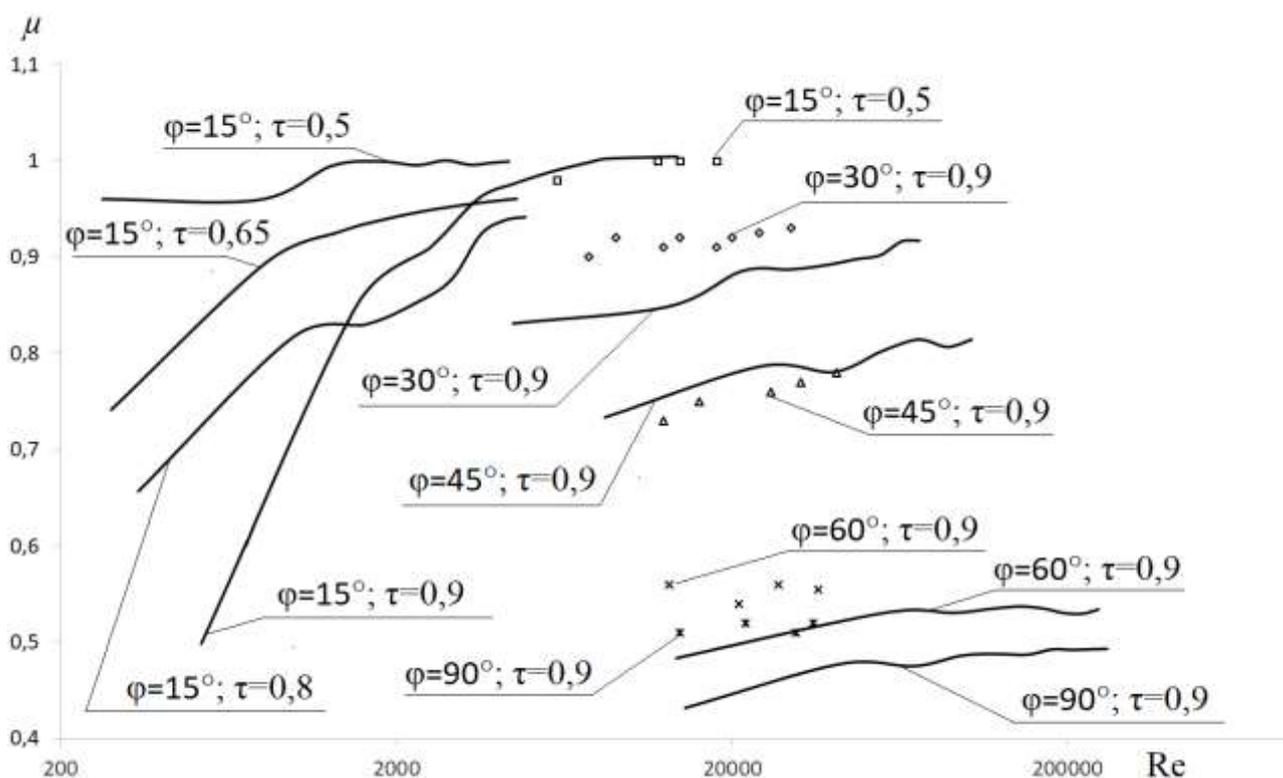


Рис. 3.17. Зависимость коэффициента расхода выходного тракта от числа Рейнольдса: линии – расчет, точки – эксперимент [44]

Зависимости, представленные на рис. 3.17 [88, 89], показывают, что, как и для входного тракта, коэффициент расхода практически постоянен в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Однако при низких числах Рейнольдса, которые характерны для машин Рутса, работающих в условиях вакуума, происходит снижение  $\mu$ . Минимальный коэффициент расхода 0,43 наблюдается при максимальной площади проходного сечения при угле поворота  $90^\circ$ . С уменьшением площади проходного сечения выходного тракта коэффициент расхода увеличивается и стремится к 1 при полном перекрытии сечения.

Усреднив значения коэффициента массового расхода на участке, где его

зависимость от числа Рейнольдса практически отсутствует, можно получить аппроксимационную зависимость  $\mu=f(\varphi)$  от угла поворота ротора (рис. 3.18) в виде

1. Линейная аппроксимационная зависимость

$$\mu = -0,0068 \cdot \varphi + 1,0535 \quad (3.35)$$

2. Полиномиальная аппроксимационная зависимость 3-ей степени

$$\mu = 6 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi^3 - 0,0009 \cdot \varphi^2 + 0,0298 \cdot \varphi + 0,659. \quad (3.36)$$

Отклонение данной зависимости от расчетных данных не превышает 8%.

В совокупности с аналогичным выражением [67], полученным для входного тракта, зависимости (3.35), (3.36) позволяют уточнить математическую модель рабочего процесса ДВН типа Рутс.

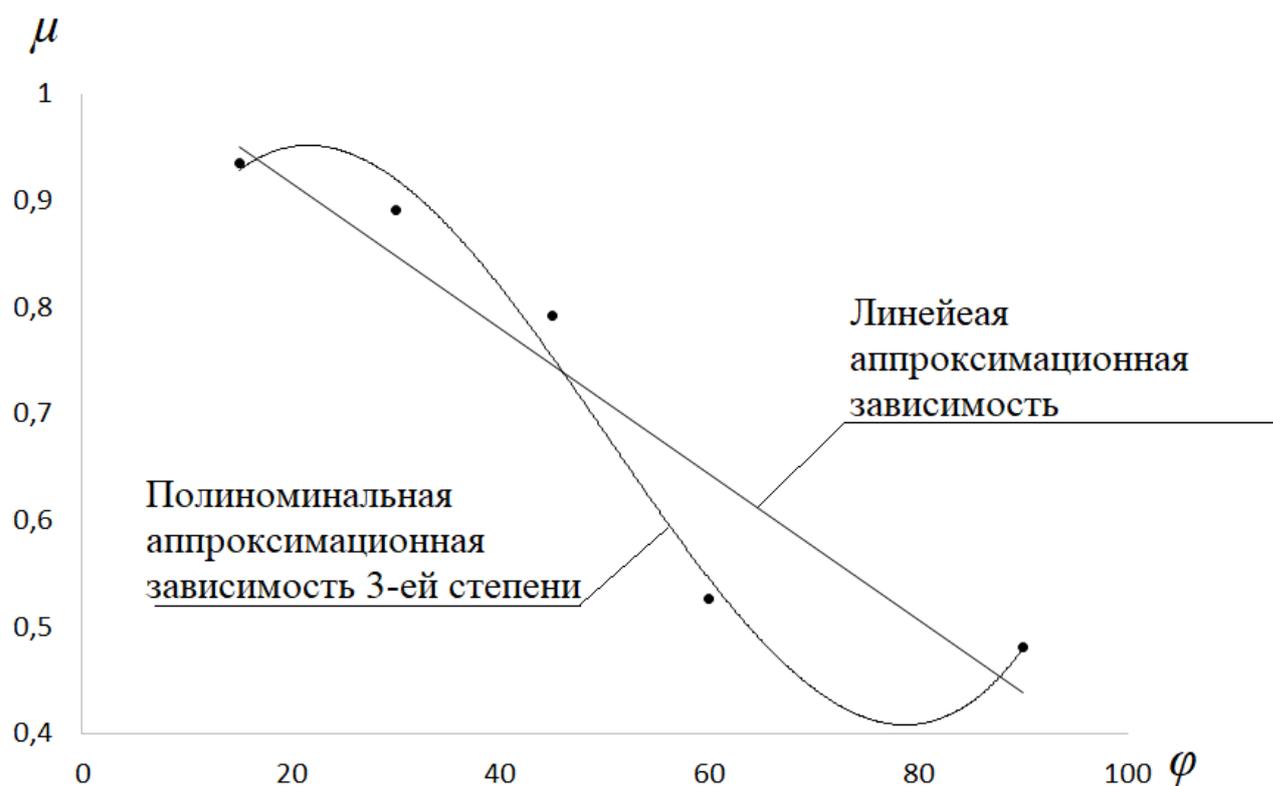


Рис. 3.18. Зависимость коэффициента расхода от угла поворота ротора

### 3.7. Валидация математической модели

Валидацию математической модели проведем путем сравнения таких параметров как:

- быстрота действия агрегата НВД+ФВН;
- максимальное отношение давлений НВД в безрасходном режиме.

Отметим, что при работе НВД достаточно часто откачиваемым газом является не воздух, а какой-либо другой газ, например, гелий или аргон. В этих случаях характеристики агрегата изменяются. Поэтому сопоставим результаты расчета с экспериментом, проведенном в работе [50], для различных газов и частот вращения роторов.

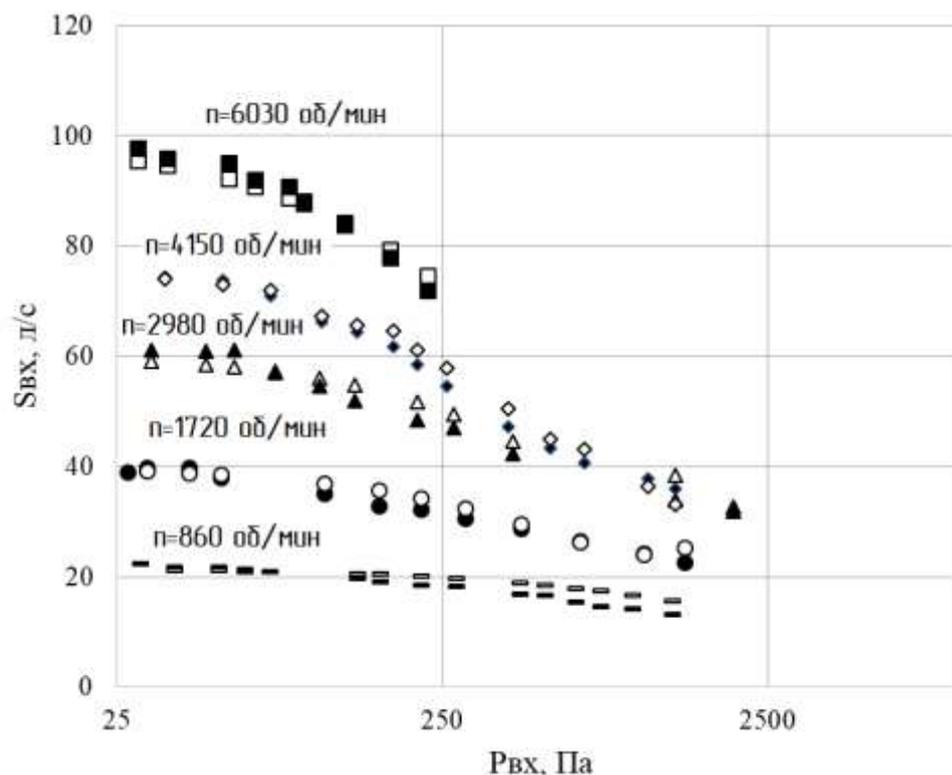


Рис. 3.22 Быстрота действия насоса НВД-200 в агрегате с форвакуумным насосом с быстротой действия  $S_f=5$  л/с для воздуха: закрашенные маркеры – эксперимент, незакрашенные - расчет

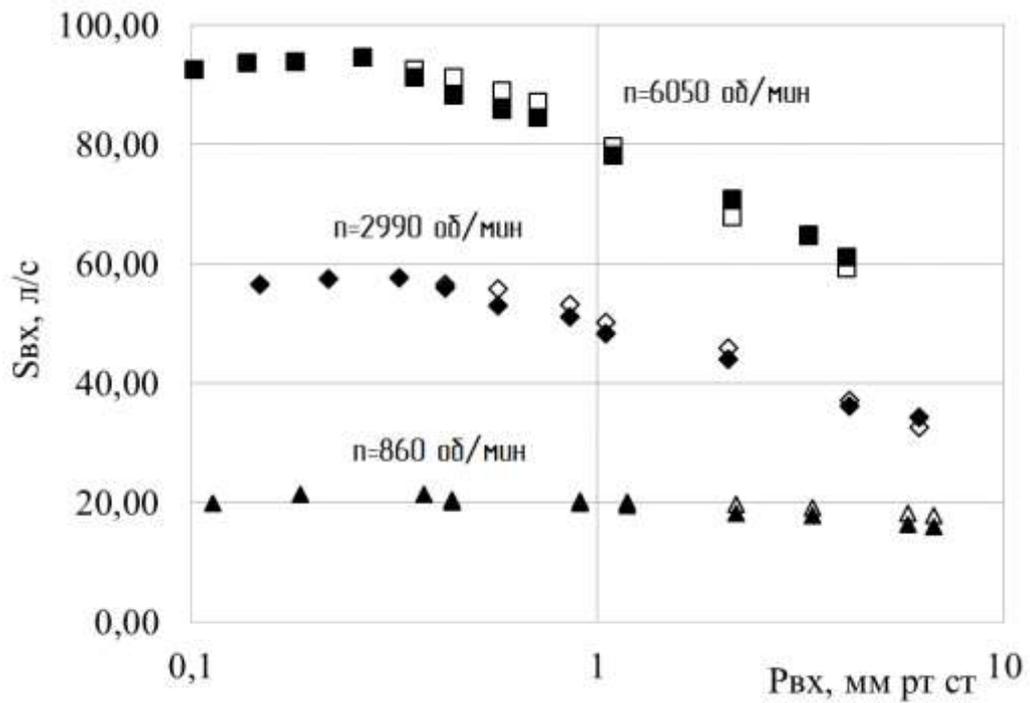


Рис. 3.23. Быстрота действия НВД-200 в агрегате с форвакуумным насосом с быстротой действия  $S_{\phi}=5$  л/с для гелия: закрашенные маркеры – эксперимент, незакрашенные - расчет

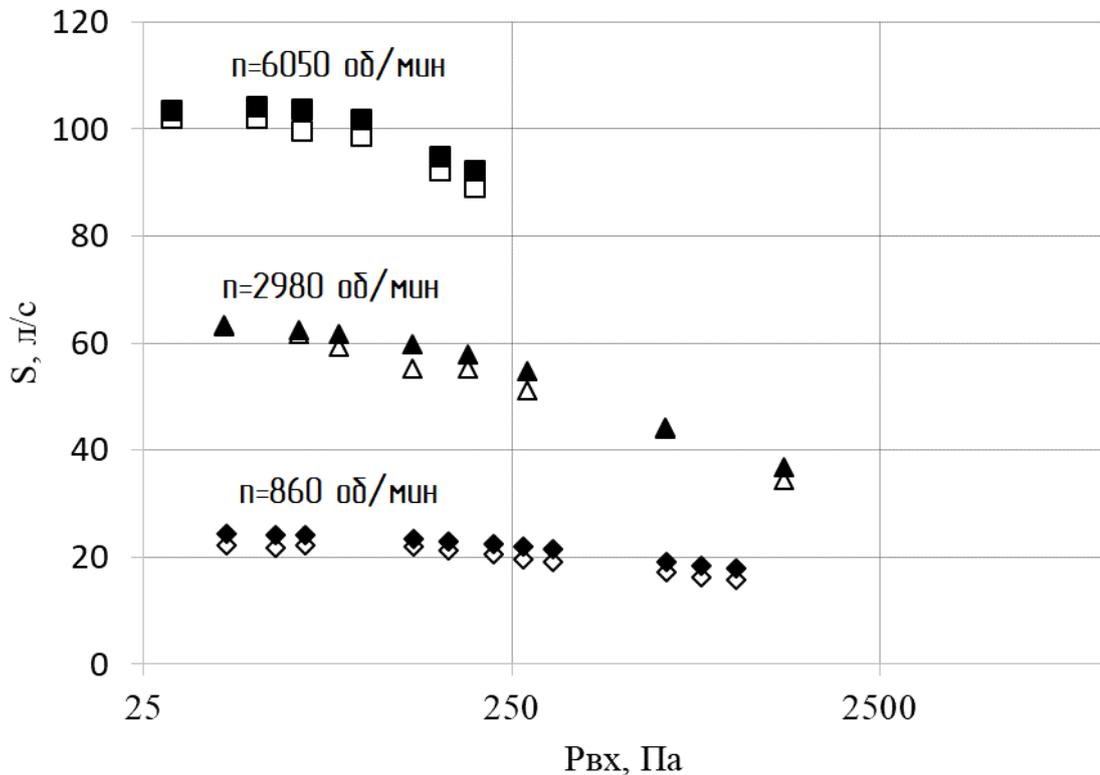


Рис. 3.24. Быстрота действия насоса НВД-200 в агрегате с форвакуумным насосом с быстротой действия  $S_{\phi}=5$  л/с для аргона: закрашенные маркеры – эксперимент, незакрашенные - расчет

Из представленных на рис. 3.22 – 3.24 зависимостей видно, что расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 9%.

Валидация математической модели также проводилась с использованием экспериментальных данных, полученных в п.2.3.1 настоящей работы для насосов с тремя различными профилями роторов.

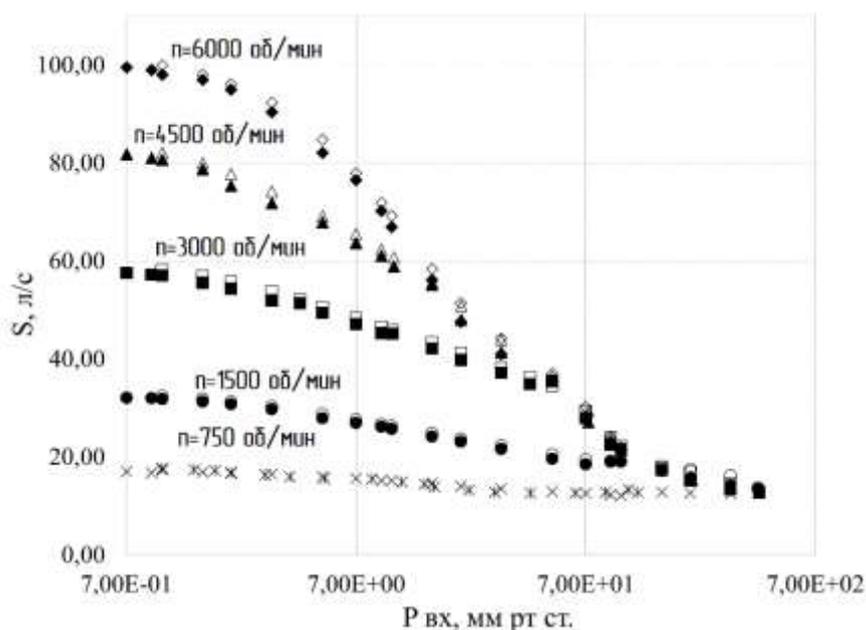


Рис. 3.25. Зависимость быстроты действия НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$  (патент № 2730769) в агрегате с ФВН с быстротой действия 10 л/с: закрашенные маркеры – эксперимент, незакрашенные - расчет

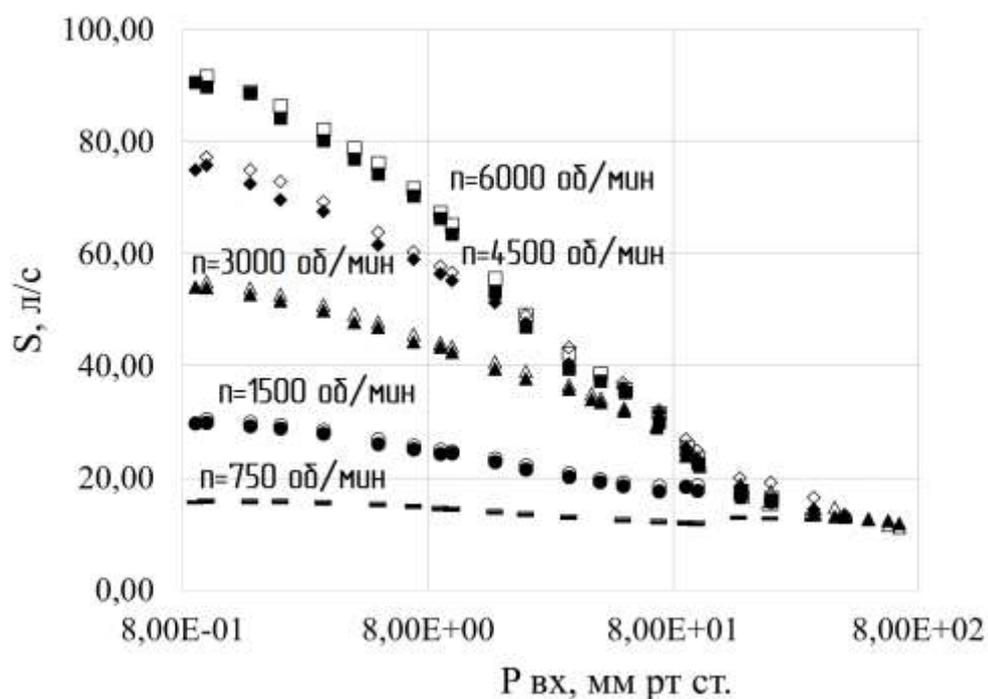


Рис. 3.26. Зависимость быстроты действия НВД с эвольвентным профилем ротора с ФВН с быстротой действия  $S_f=10$  л/с: закрасенные маркеры – эксперимент, незакрасенные - расчет

Из представленных на рис. 3.25 и 3.26 зависимостей быстроты действия от входного давления видно, что отклонение расчетных и экспериментальных данных для всех профилей роторов не превышает 10%.

Вторым параметром, используемым для валидации математической модели, стало отношение давлений НВД. Так же, как и при сравнении быстроты действия, отношение давлений рассматривалось по трем различным газам - воздух, гелий и аргон.

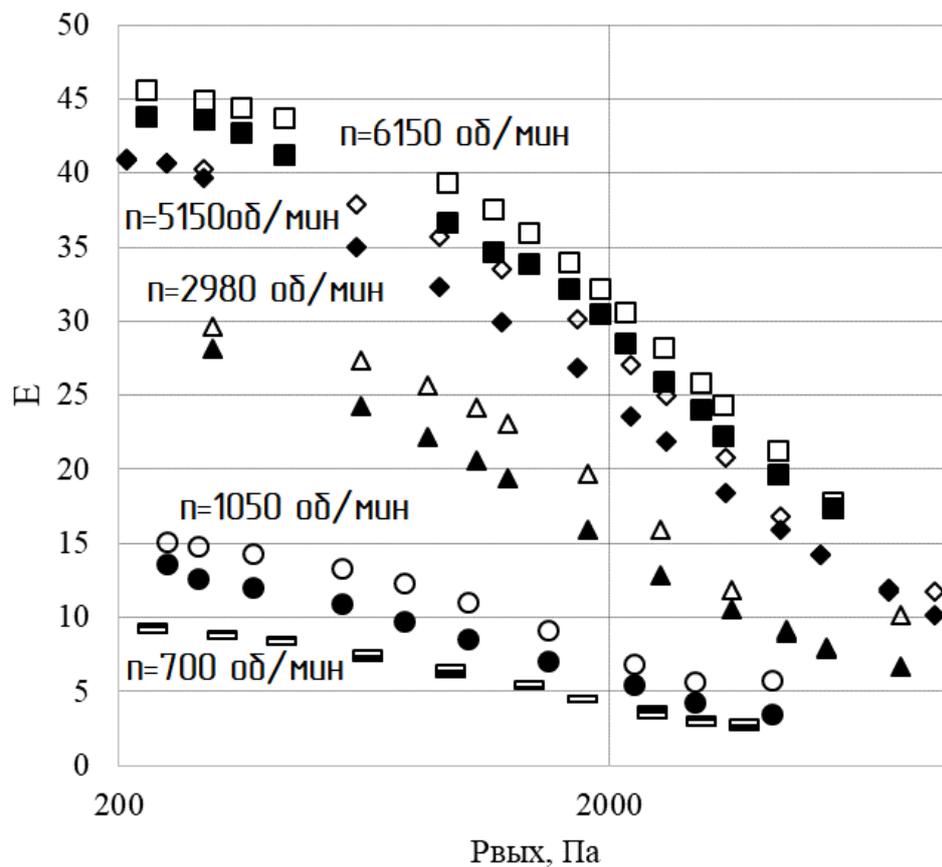


Рис. 3.27. Зависимость отношения давлений насоса НВД-200 для гелия: закрасненные маркеры – эксперимент [50], незакрасненные - расчет

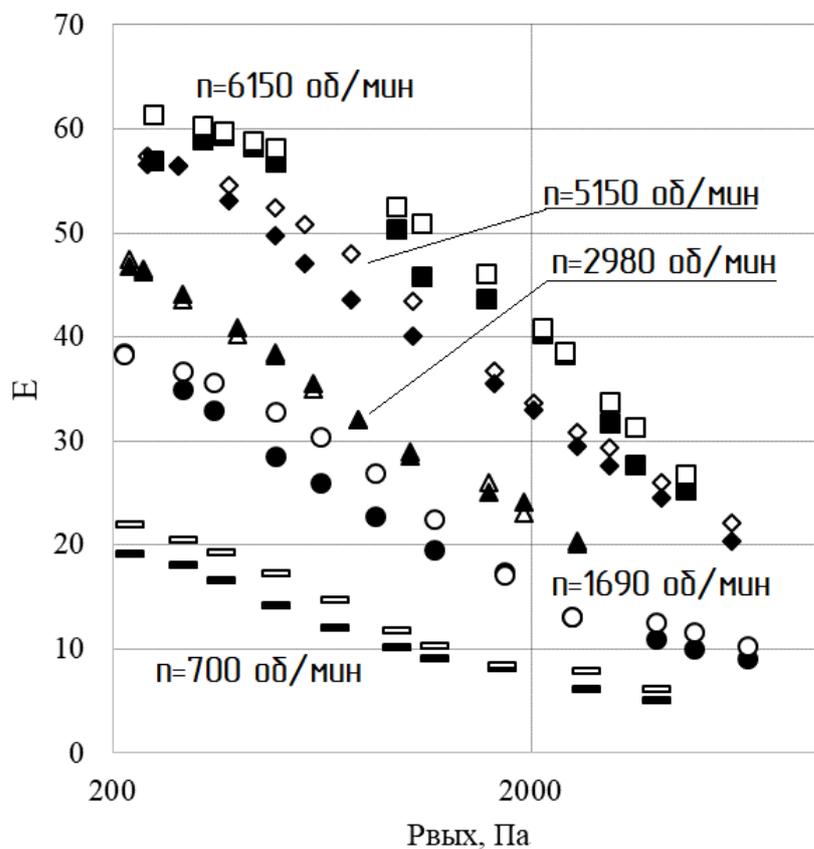


Рис. 3.28. Зависимость отношения давлений насоса НВД-200 с форвакуумным насосом с быстротой действия  $S_{\phi}=5\text{л/с}$ , для воздуха: закрашенные маркеры – эксперимент [50], незакрашенные - расчет

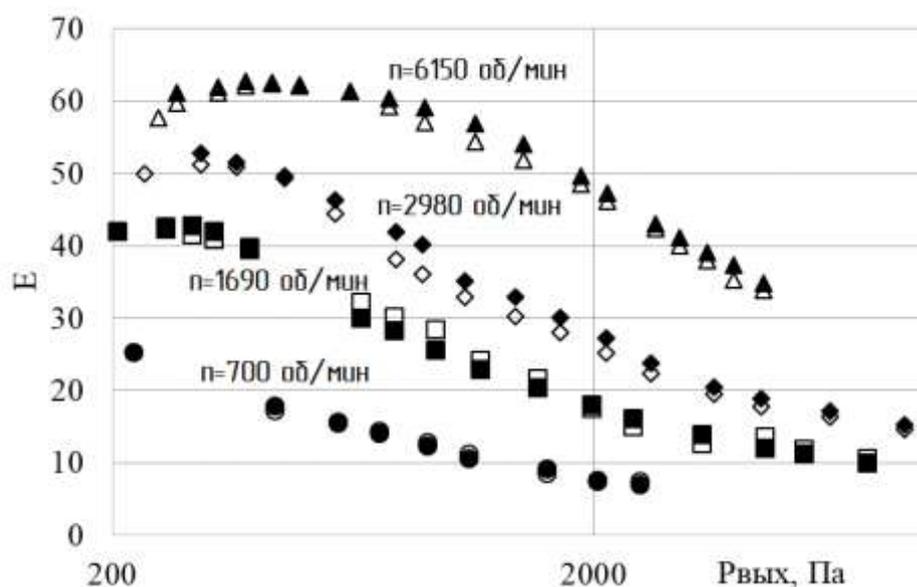


Рис. 3.29. Зависимость отношения давлений насоса НВД-200 для аргона: закрашенные маркеры – эксперимент [50], незакрашенные - расчет

Из представленных на рис. 3.27 – 3.39 зависимостей отношения давлений от давления на входе видно, следует, что отклонение расчетных и экспериментальных [50] данных не превышает 14%.

На рис.3.30, 3.31 результаты расчета с помощью разработанной математической модели сопоставляются с экспериментальными данными, полученными в п.2.3.2 настоящей работы.

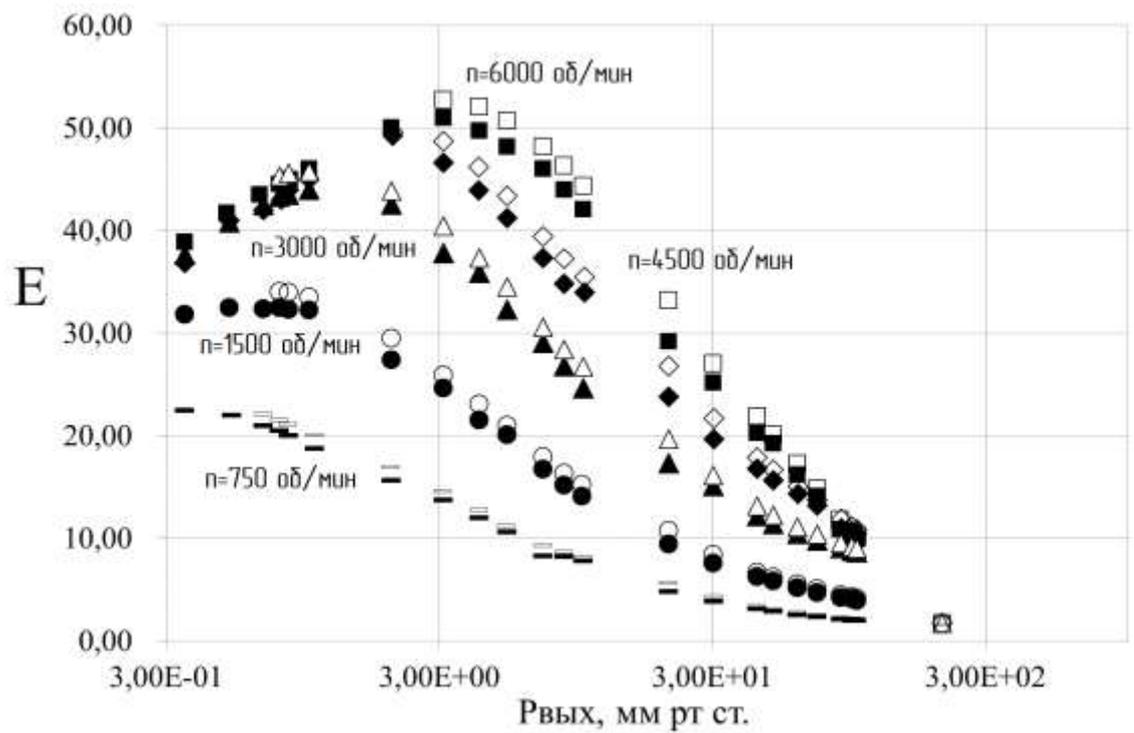


Рис. 3.30. Отношение давлений НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$  (патент № 2730769), закрасненные маркеры – эксперимент, незакрасненные - расчет

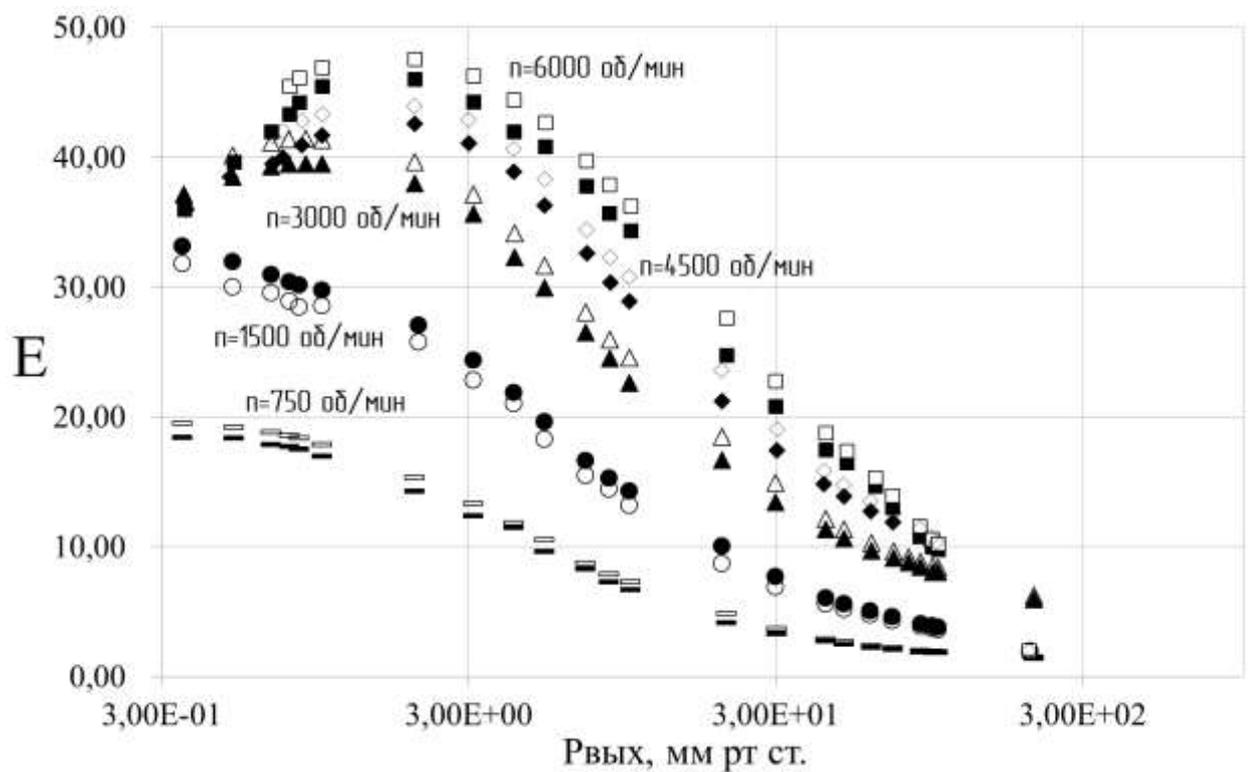


Рис. 3.31. Отношение давлений НВД с эвольвентным профилем ротора: закрасненные маркеры – эксперимент, незакрасненные – расчет

Из представленных на рис. 3.30 и 3.31 данных следует, что отклонение расчета от эксперимента не превышает 11%.

### **Выводы по главе 3**

1. Разработана математическая модель рабочего процесса НВД, учитывающая скоростную составляющую обратных перетеканий и теплообмен газа со стенками.

2. Проведено численное моделирование течения газа во входном и выходном трактах в пакете ANSYS Fluent [37] и их сопоставление с экспериментальными данными. Аппроксимацией полученных значений получены выражения для коэффициентов расхода входного и выходного трактов НВД.

3. Проведена валидация математической модели путем сравнения таких параметров как:

- быстрота действия агрегата НВД+ФВН - отклонение расчетных и экспериментальных данных для всех профилей роторов не превышает 10%.

- максимальное отношение давлений НВД в безрасходном режиме - отклонение расчета от эксперимента не превышает 14%.

## **Глава 4. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НВД И АГРЕГАТОВ НА ИХ ОСНОВЕ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И CFD МОДЕЛИРОВАНИЯ**

В четвертой главе представлен анализ влияния типа профиля роторов и его геометрических параметров на откачные характеристики НВД. Расчеты проведены при одинаковых зазорах, что позволяет объективно сравнить эффективность профиля. С точки зрения геометрической быстроты действия все рассматриваемые профили практически равнозначны, а вот перетекания через щелевые каналы роторного механизма для эллиптического профиля роторов на 15% меньше чем у эвольвентного. Причем при 100 Па насос с эллиптическим профилем выигрывает по скорости действия у насоса с эвольвентным – 4,7 %, а у НВД-200 – 14,8 %.

Сравнение максимального отношения давлений показало, что НВД с эллиптическим профилем также превосходит все остальные насосы. Насос с эллиптическим профилем выигрывает по отношению давления у НВД с эвольвентным – 6 %, а у НВД-200 – более 24 %.

### **4.1. Анализ влияния профиля ротора на откачные характеристики насосов Рутс**

Рекомендации по выбору типа профиля машин типа Рутс с целью получения высоких массогабаритных и энергетических показателей в литературе практически отсутствуют, а в работе [44] сделан вывод, что при работе машины Рутса в режиме воздуходувки профиль роторов слабо влияет на ее характеристики, поэтому, чаще всего, его выбирают исходя из соображений упрощения технологии изготовления. Стоит, однако, отметить, что в режиме воздуходувки отношение давлений выхода и входа не превышает 1,5–2, в то время как при работе в качестве вакуумного насоса это значение может достигать 50–60. С учетом того, что обратный поток прямопропорционален произведению отношения давлений на проводимость каналов роторного механизма, можно сделать вывод, что в вакуумном

режиме профиль ротора влияет на характеристики машины Рутс значительно сильнее.

За всю историю существования насосов типа Рутс разработано огромное количество профилей роторов [44]. Наибольшее распространение получили: окружные (рис. 4.1 а), эллиптические (рис. 4.1 б), эвольвентные (рис. 4.1 в) [54] циклоидально-окружные [95], параболические [96] линейные, комбинированные [97].

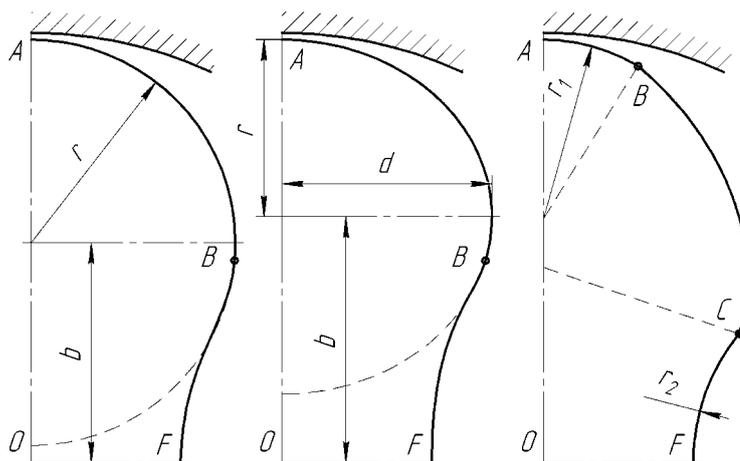


Рис. 4.1. Типы профилей НВД: а – окружной, б – эллиптический, в – эвольвентный

Для объективного сравнения характеристик насосов с этими роторами они построены в одном корпусе, имеющем отношение радиуса ротора к межцентровому расстоянию  $R/A=0,8$ , поскольку именно такой корпус имеет насос НВД-200 производства АО «Вакууммаш» и его будем использовать для валидации результатов.

При выборе типа профиля ротора и его геометрических параметров нужно стремиться к увеличению коэффициента использования рабочего объема, определяющего геометрическую быстроту действия

$$\chi = 1 - f_p / \pi R^2 \quad [4.1]$$

где  $f_p$  – площадь поперечного сечения ротора. Одновременно следует снижать перетекания через щелевые каналы.

Для эллиптического профиля коэффициент использования рабочего объема  $\chi=0,554$ , для окружного профиля  $\chi=0,555$ , для эвольвентного  $\chi=0,565$ .

Как видно коэффициент используемого рабочего объёма эллиптического, эвольвентного и окружного профилей ротора отличается не более чем на 2%, в то время проводимость каналов роторного механизма для данных роторов может отличаться на 20 %. Сопоставление коэффициентов проводимости, представленных на рис.4.1 профилей роторов будет проведено ниже.

#### **4.1.1 Расчет перетеканий через каналы при молекулярном режиме течения методом угловых коэффициентов**

Для нахождения вероятностей перехода молекул при молекулярном режиме чаще всего используются метод Монте-Карло (ММК) или метод угловых коэффициентов (МУК). В настоящей работе проводимость каналов НВД рассчитаем с помощью МУК в пакете COMSOL Multiphysics [57]. Такой выбор объясняется спецификой исследуемых каналов – их значительной протяженностью и малой вероятностью прохождения молекул через каналы, что требует значительных затрат машинного времени.

Все допущения и уравнения, используемые в модели для расчета в пакете COMSOL Multiphysics [57], описаны в главе 2.

На рис. 4.3 представлены зависимости коэффициента проводимости роторного механизма сравниваемых профилей в зависимости от угла поворота роторов. Здесь  $k$  - это вероятность прохождения молекул через роторный механизм от входного сечения НВД до выходного.

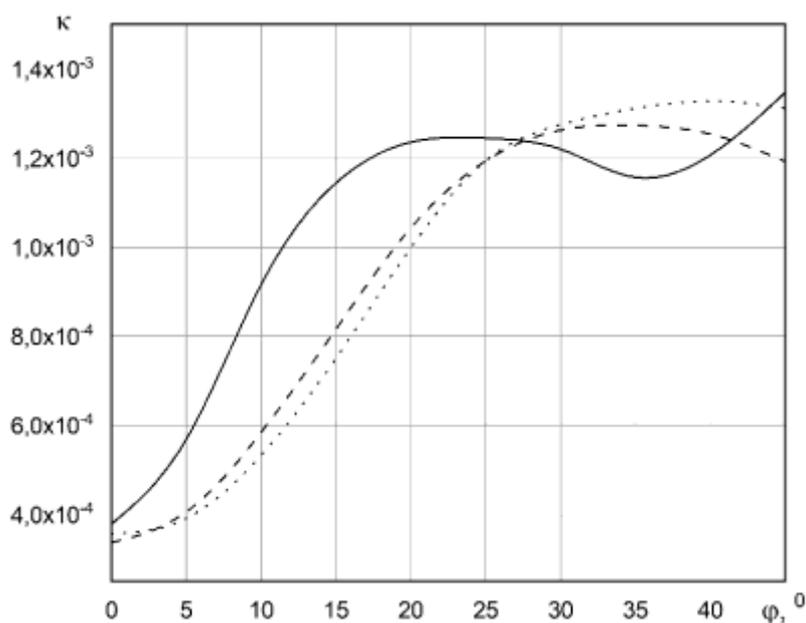


Рис. 4.3. Коэффициент проводимости роторного механизма НВД при молекулярном режиме течения газа и одинаковых зазорах: линия – НВД с эвольвентным профилем ротора при параметрах  $b/a = 0,646$ ,  $r/a = 0,627$ ; пунктир – НВД с эллиптическим профилем ротора при параметрах  $b/a = 0,86$ ,  $r/a = 0,62$ ; точки – НВД с окружным профилем ротора при параметрах  $b/a = 0,77$ ,  $r/a = 0,71$

Расчеты показывают, что минимальные перетекания обеспечивает эллиптический профиль. Средний по углу поворота роторов коэффициент проводимости для него составляет  $9,38 \cdot 10^{-4}$ . Для эвольвентного профиля этот коэффициент составляет  $1,94 \cdot 10^{-3}$ , т.е. при молекулярном режиме течения перетекания в НВД с данным профилем примерно 2 раза больше, чем с эллиптическим. Следует также отметить, что перетекания максимальны при углах поворота роторов  $25-45^\circ$  за счет наибольшей раскрытости межроторного канала для перетекания газа (рис. 4.4б) и минимальны при угле  $0^\circ$  (рис. 4.4а).

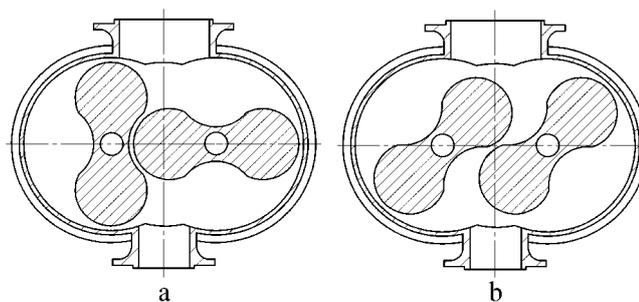


Рис. 4.4. Положение роторов НВД при различных углах поворота: а –  $0^{\circ}$ , б –  $45^{\circ}$

#### 4.1.2. Расчет перетеканий газа через каналы НВД при молекулярном режиме течения универсальным методом

В данном разделе проводимость щелевых каналов роторного механизма в молекулярном режиме рассчитывается при помощи метода, названного универсальным [60, 98 - 100].

Для каждого из рассматриваемых на рис. 4.1 типов профиля был рассчитан коэффициент проводимости межроторного канала при молекулярном режиме течения газа для всего диапазона углов поворота ротора (рис. 4.5). Исходя из рис. 4.3 видно, что наименьшую проводимость, усредненную по углу поворота ротора, имеет ротор с эллиптическим профилем, ротор с окружным профилем имеет проводимость на 19% выше, а ротор с эвольвентным профилем – еще на 9% выше.

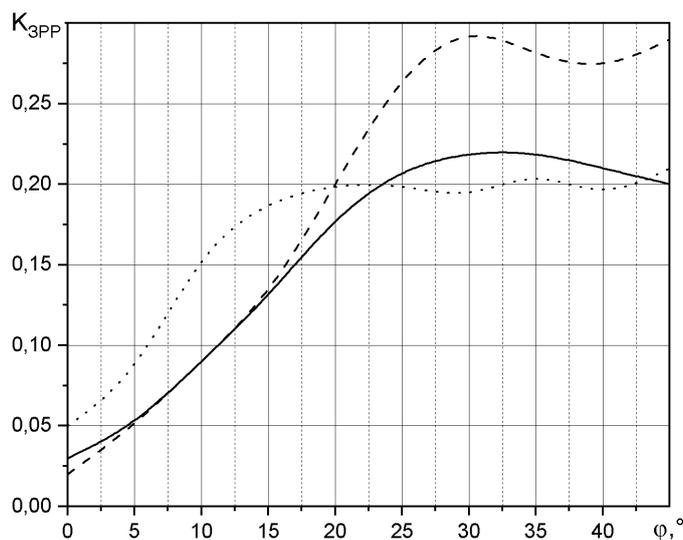


Рис. 4.5. Коэффициенты проводимости межроторного канала НВД при зазоре = 0,2 мм с роторами эвольвентного (сплошная), окружного (пунктир) и эллиптического (точки) профилей в зависимости от угла поворота роторов

Сопоставим также для этих роторов два основных параметра откачной характеристики – быстроту действия и отношение давлений (рис. 4.6). Кривые рассчитаны с помощью разработанной в главе 3 математической модели. Представленные ниже зависимости получены при межроторном зазоре 0,2 мм, зазоре ротор – корпус 0,1 мм и частоте вращения роторов 3000 об/мин с «сухим» форвакуумным насосом 10 л/с. В качестве откачиваемой среды рассматривался воздух.

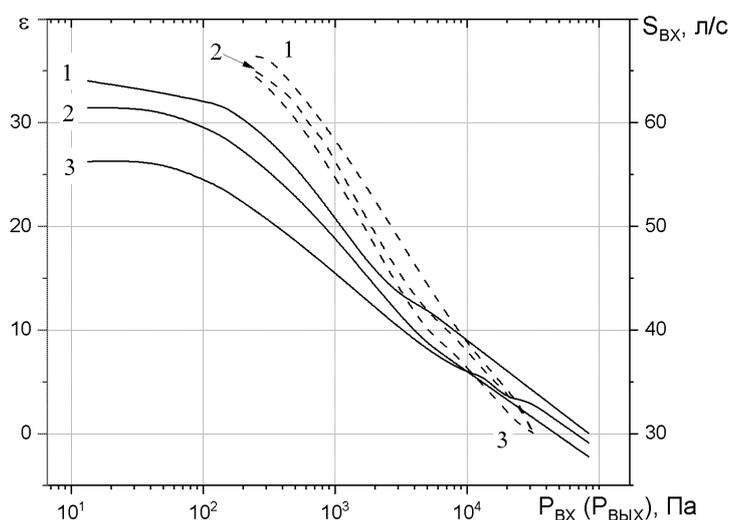


Рис. 4.6. Зависимость быстроты действия (сплошная) от входного давления и отношения давлений (пунктир) от давления на выходе для эллиптического (1), эвольвентного (2), окружного (3) профилей

Как и следовало ожидать, с точки зрения быстроты действия и отношения давлений насос с эллиптическим профилем превосходит насосы с эвольвентным и с окружным профилем. Причем при 100 Па насос с эллиптическим профилем выигрывает по скорости действия у насоса с эвольвентным – 4,7 %, а у НВД-200 – 14,8 %.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что эллиптический профиль ротора является наиболее перспективным с точки зрения повышения удельных характеристик НВД ввиду того, что обеспечивает наибольшую свободу выбора формы ротора. Выбор максимально-эффективных геометрических параметров эллиптического профиля ротора представлен в главе 4.2.

#### **4.2. Выбор геометрических параметров эллиптического профиля ротора**

При проектировании новых насосов типа Рутс в первую очередь выбирается профиль ротора исходя из максимально возможного коэффициента использования отсеченного объема  $\chi$  по формуле (4.1).

Вторым, после коэффициента использования объема, параметром, определяющим характеристики насоса, является проводимость каналов роторного механизма НВД. Как уже говорилось, проводимость всего роторного механизма насоса определяется суммированием проводимостей параллельно включенных каналов.

Отметим, что наибольший вклад в обратные перетекания (до 80%) вносит межроторный канал с зазором  $\delta_{pp}$  (рис. 2.2). Поэтому рассмотрим оптимизацию эллиптического профиля ротора именно с позиции минимизации перетеканий через межроторный канал.

Проводимость межроторного канала определяется радиусом кривизны стенок роторов в окрестностях минимального зазора. При отношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.84 \div 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.61 \div 0.64$  геометрия ротора обеспечивает максимально возможные радиусы кривизны стенок роторов в окрестностях минимального зазора и, как следствие, - минимальные обратные перетекания через межроторный канал (рис. 2.2), т.е. эффективность двухроторной машины увеличивается.

На рис. 4.7 представлены зависимости коэффициента проводимости  $K_3$  при молекулярном режиме течения от отношения  $\frac{b}{a}$  для различных отношений  $\frac{\delta}{a}$ . Исходя из представленных графиков, минимальные обратные перетекания имеет ротор с соотношениями  $b/a \approx 0.84 \div 0.85$  и  $r/a \approx 0.61 \div 0.64$ .

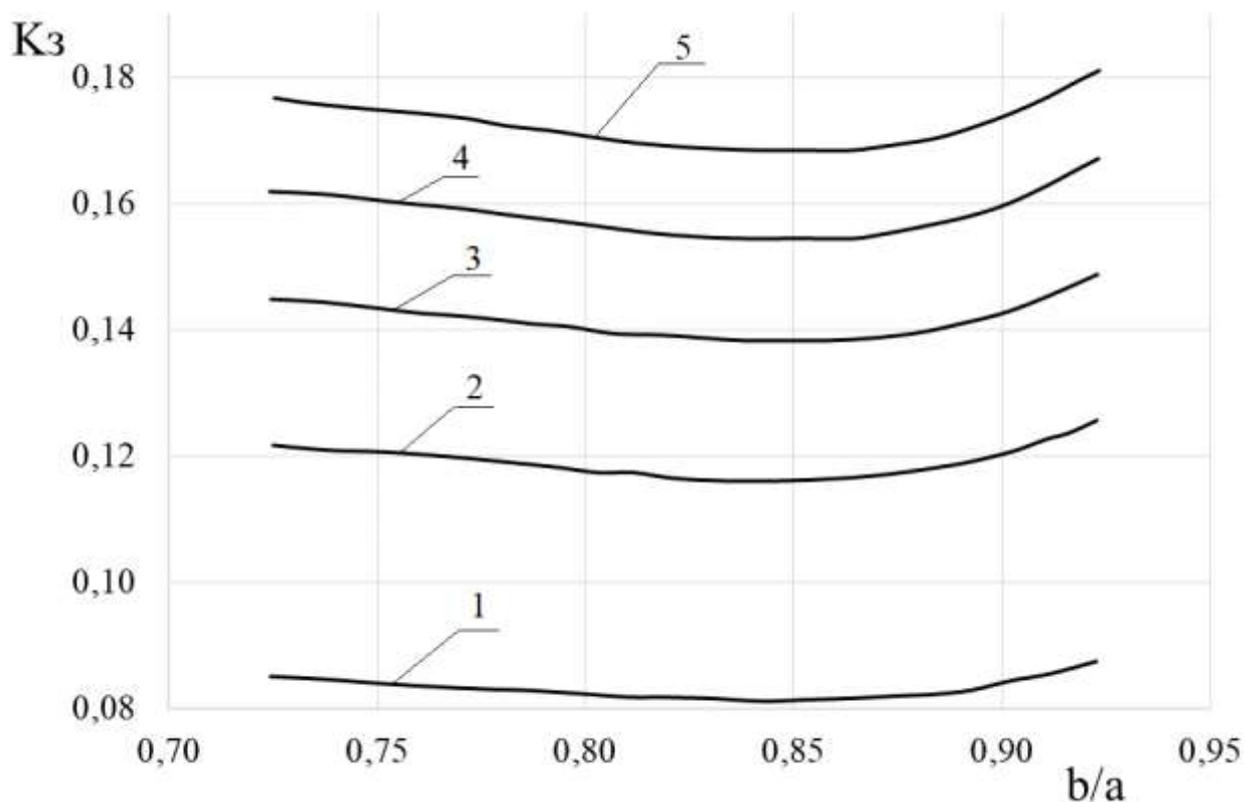


Рис. 4.7. Зависимости коэффициента проводимости  $K_{зрр}$  от отношения  $\frac{b}{a}$  для различных отношений  $\frac{\delta}{a}$ , 1 -  $\frac{\delta}{a} = 0,001$ , 2 -  $\frac{\delta}{a} = 0,003$ , 3 -

$$\frac{\delta}{a} = 0,005, 4 - \frac{\delta}{a} = 0,007, 5 - \frac{\delta}{a} = 0,009$$

На рис. 4.8 показана зависимость коэффициента проводимости межроторного канала  $K_3$  от угла поворота ротора  $\alpha$  для эвольвентного ротора (кривая 1) и эллиптического ротора с профилем по соотношениям  $\frac{b}{a} = 0.85$  и  $\frac{r}{a} = 0.64$  (кривая 2) при одинаковых межроторных зазорах, межосевых расстояниях и диаметрах расточек корпуса. Как видно из графика средний коэффициент проводимости  $K_3$  эллиптического профиля на 15% меньше коэффициента проводимости  $K_3$  эвольвентного профиля.

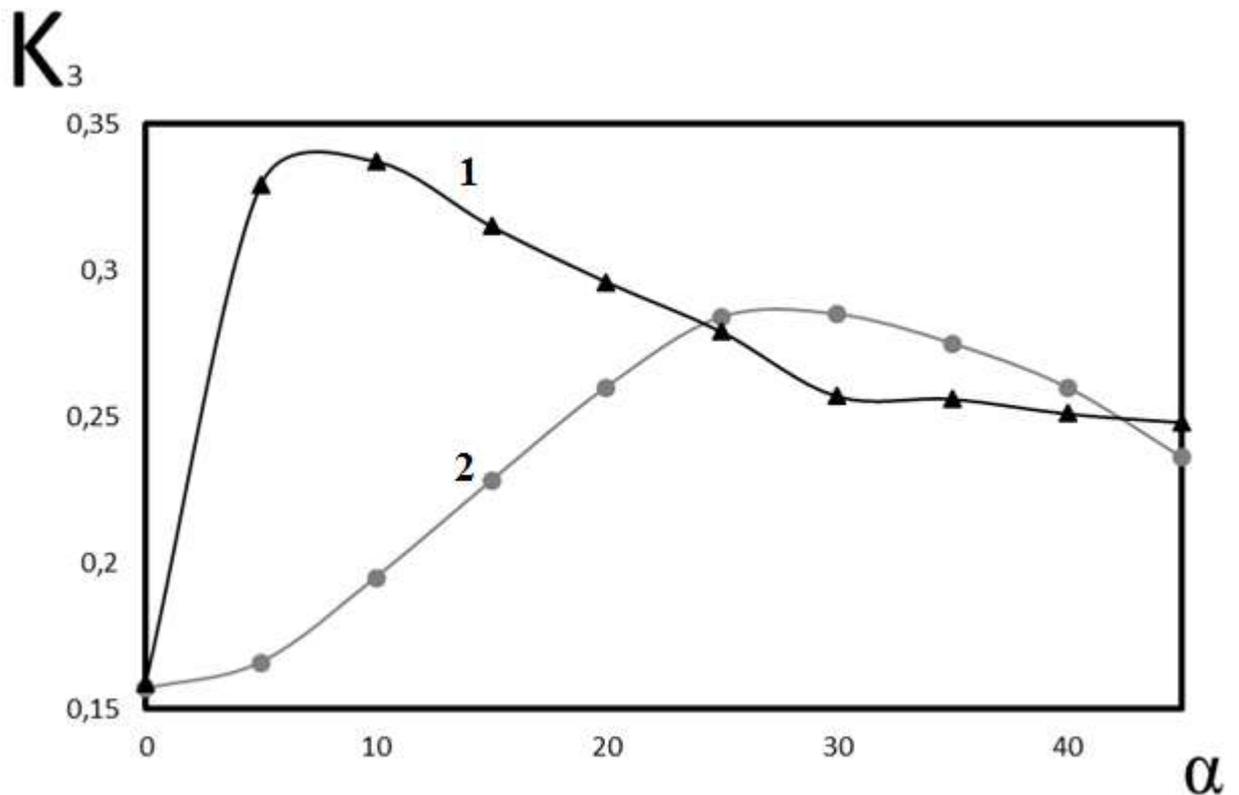


Рис. 4.8. Зависимость коэффициента проводимости межроторного канала от угла поворота ротора: кривая 1 - эвольвентный профиль, кривая 2 -

эллиптический профиль при  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$

На основании представленных в данной главе зависимостей коэффициента проводимости получен патент №2730769 на эллиптический профиль ротора с соотношениями  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$ .

### 4.3. Влияние профиля ротора на откачные характеристики НВД

При помощи разработанной в главе 3 математической модели рабочего процесса НВД получены расчетные зависимости быстроты действия от давления на входе для следующих роторов:

- с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$ ;

- с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.892$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.705$

- с эвольвентным профилем ротора;

- с необкатываемо-окружным профилем ротора, серийно выпускаемым АО «Вакууммаш» (ножка этого ротора не является огибающей участка, образованного выпуклой дугой окружности, и состоит из двух окружностей и соединяющей их прямой).

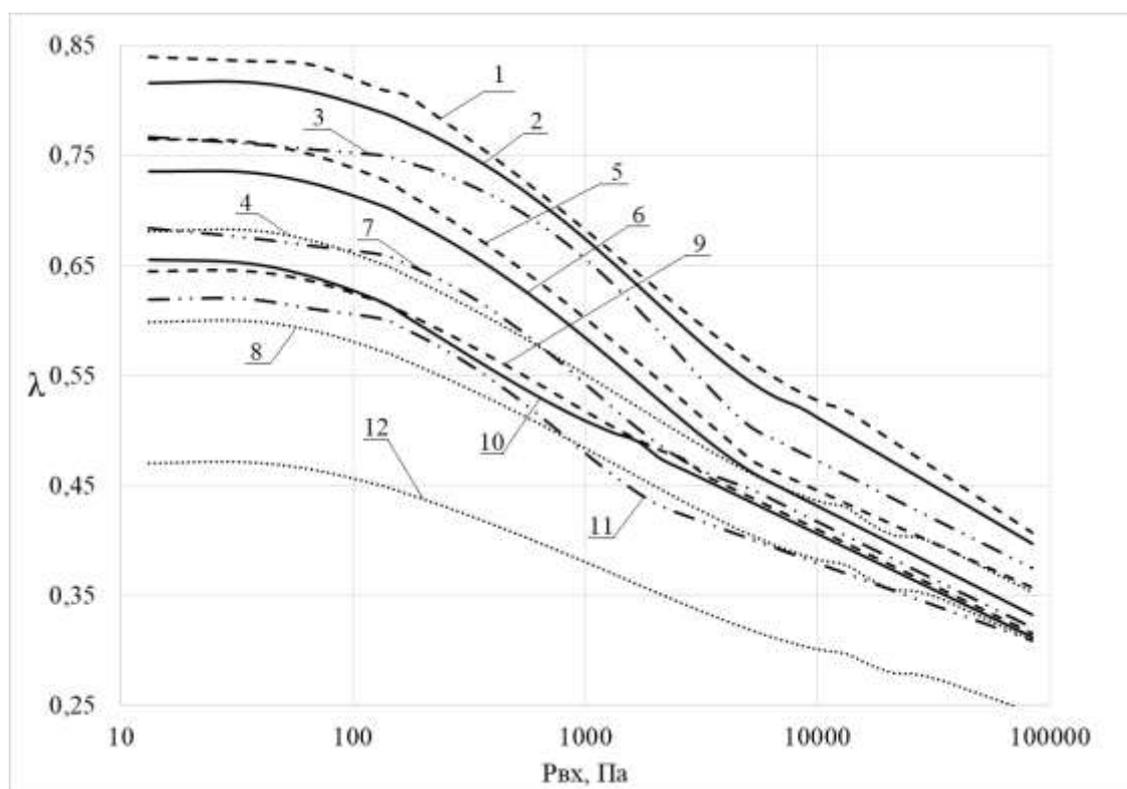
Для объективного сопоставления профилей роторов все зависимости рассчитаны при одинаковых условиях, а именно:  $\delta_{pp}=0,2$  мм,  $\delta_{pk}=0,1$  мм,  $\delta_r=0,1$  мм) и при одинаковых частотах вращения роторов и давлениях на входе и выходе.

За базу для сравнения возьмем насос, имеющий  $R/A= 0,8$ . Именно это отношение характерно для насосов серии НВД, выпускаемых серийно АО «Вакууммаш» (г.Казань).

С целью сравнения быстроты действия для трех типов роторов, имеющих разные диаметры расточек корпуса, воспользуемся таким параметром, как коэффициент подачи насоса, определяемым по формуле

$$\lambda = \frac{S_d}{S_g} \quad , \quad (4.2)$$

где  $S_d$  – действительная быстрота действия насоса,  $S_g$  – геометрическая быстрота действия насоса.



1 – 1500 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$  (патент № 2730769), 2 – 1500 об/мин эвольвентный профиль, 3 – 1500 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,892$  и  $r/a=0,705$ , 4 – 1500 об/мин НВД-200 АО «Вакууммаш», 5 – 3000 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$  (патент № 2730769), 6 – 3000 об/мин эвольвентный профиль, 7 – 3000 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,892$  и  $r/a=0,705$ , 8 – 3000 об/мин НВД-200 АО «Вакууммаш», 9 – 6000 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$  (патент № 2730769), 10 – 6000 об/мин эвольвентный профиль, 11 – 6000 об/мин эллиптический профиль при  $b/a=0,892$  и  $r/a=0,705$ , 12 – 6000 об/мин НВД-200 АО «Вакууммаш»

Рис. 4.9. Зависимость коэффициента подачи от давления на входе в НВД

Исходя из проведенного сравнения откачных характеристик, можно сделать выводы о том, что за счет типа профиля быстрота действия может изменяться в пределах 20%. Причем наиболее эффективным из четырех исследуемых профилей роторов является ротор с эллиптическим профилем по патенту № 2730769 при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$  [90 - 92].

#### 4.4. Влияние зазоров, молекулярной массы откачиваемого газа на характеристики НВД

Влияние рода откачиваемого газа и величин зазоров на быстроту действия рассмотрим на примере НВД с эллиптическим профилем ротора и соотношениями  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$ .

Из рис. 4.10 можно видеть, что при всех частотах вращения наибольшую быстроту действия имеет НВД при откачке аргона, а наименьшую при откачке гелия, что в первую очередь зависит от молекулярной массы газа, перетекающего через зазоры.

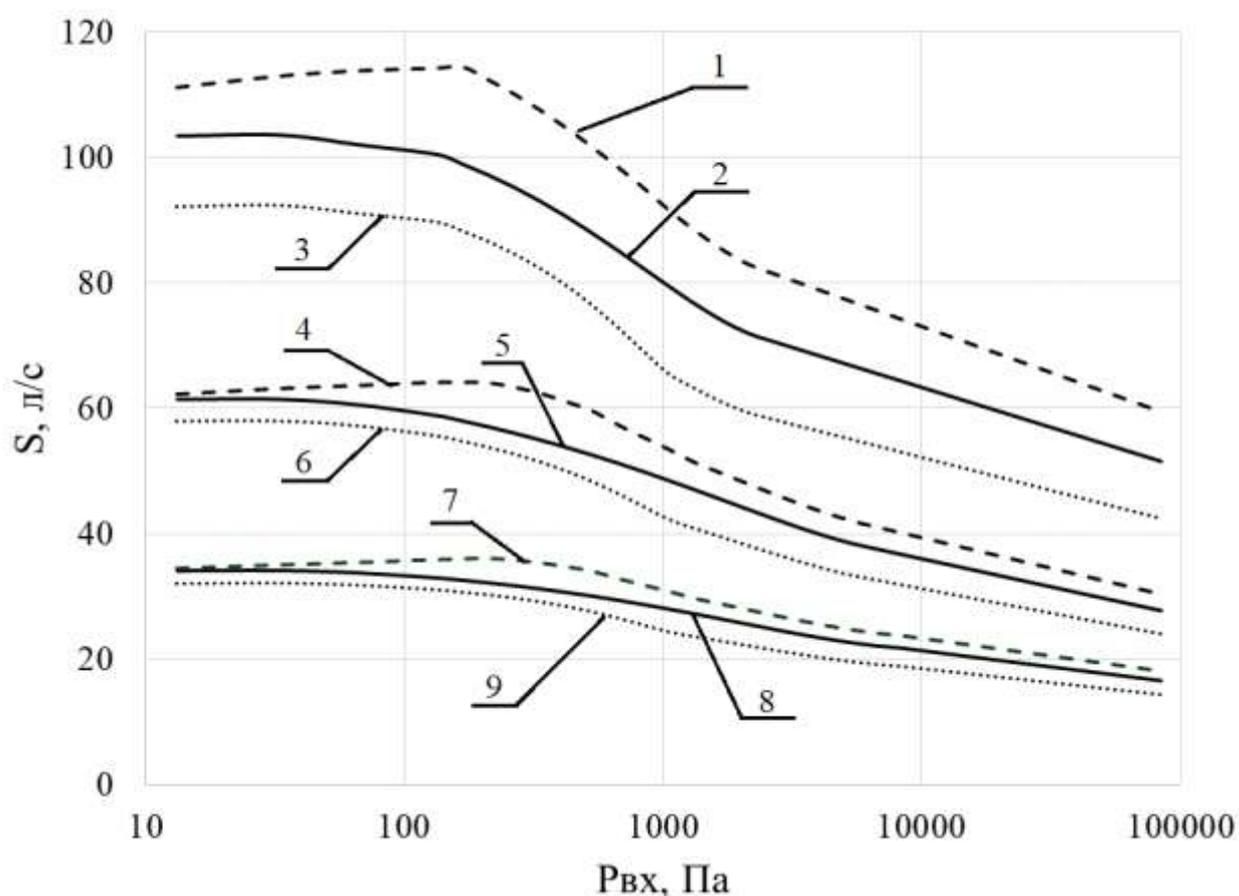


Рис. 4.10 Быстрота действия НВД с эллиптическим профилем ротора соотношениями  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$  (патент № 2730769) для следующих газов и частоты вращения: 1 - аргон  $n = 6000$  об/мин, 2 – воздух  $n = 6000$  об/мин, 3 -

гелий  $n = 6000$  об/мин, 4 - аргон  $n = 3000$  об/мин, 5 – воздух  $n = 3000$  об/мин, 6 - гелий  $n = 3000$  об/мин, 7 - аргон  $n = 1500$  об/мин, 8 – воздух  $n = 1500$  об/мин, 9 - гелий  $n = 1500$  об/мин

Однако следует отметить, что при снижении частоты вращения разница в быстроте действия в зависимости от рода газа постепенно сокращается. Так, например, при частоте 6000 об/мин быстрота действия по аргону выше, чем по гелию на 30%, для частоты вращения 3000 об/мин - выше на 20%, а для частоты вращения 1500 об/мин - на 15%, что в свою очередь можно объяснить тем, что насосы типа Рутс имеют скоростную составляющую.

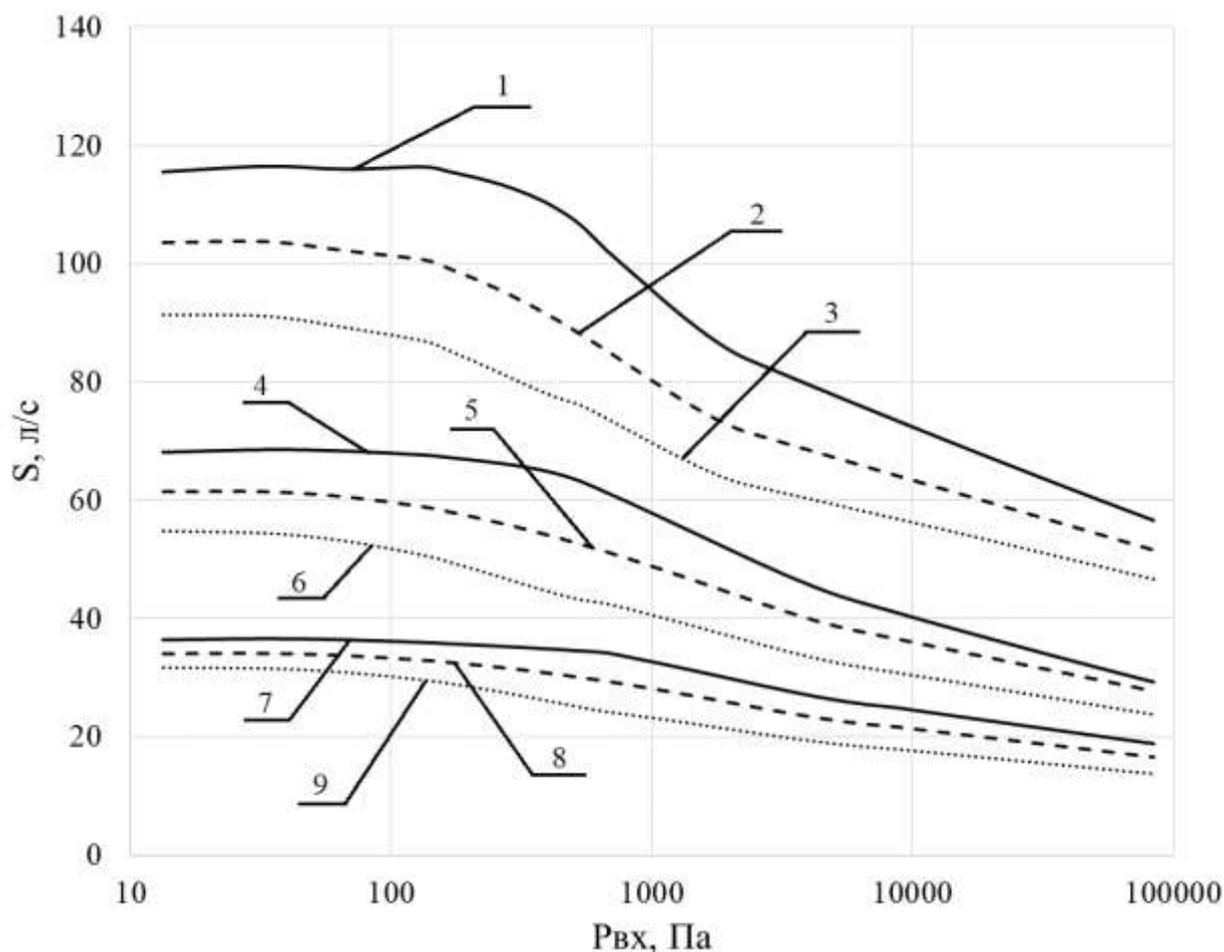


Рис. 4.11 Быстрота действия от давления на входе в НВД с эллиптическим профилем ротора соотношениями  $b/a=0,85$  и  $r/a=0,64$  (патент № 2730769): 1 -  $\delta_{pp} = 0,1$  мм,  $n = 6000$  об/мин, 2 -  $\delta_{pp} = 0,2$  мм,  $n = 6000$

об/мин, 3 -  $\delta_{pp} = 0,3$  мм,  $n = 6000$  об/мин, 4 -  $\delta_{pp} = 0,1$  мм,  $n = 3000$  об/мин, 5  
–  $\delta_{pp} = 0,2$  мм,  $n = 3000$  об/мин, 6 -  $\delta_{pp} = 0,3$  мм,  $n = 3000$  об/мин, 7 -  $\delta_{pp} =$   
0,1 мм,  $n = 1500$  об/мин, 8 –  $\delta_{pp} = 0,2$  мм,  $n = 1500$  об/мин, 9 -  $\delta_{pp} = 0,3$  мм,  $n$   
 $= 1500$  об/мин

Из рис. 4.11 следует, что при увеличении межроторного зазора быстрота действия насоса снижается, причем снижение быстроты действия от частоты вращения происходит не прямопропорционально уменьшению изменению зазора.

#### 4.5. CFD моделирование рабочего процесса НВД

Рабочий процесс НВД в разработанной математической модели моделируется методом контрольных объемов, в основе которого лежит равномерность параметров газа в пределах каждого контрольного объема, Кроме того, не учитываются пульсации газа на выходе из насоса, что в свою очередь может оказывать влияние на быстроту действия и отношение давлений. Для анализа влияния пульсаций и неравномерности параметров газ в пределах контрольных объемов рабочий процесс в НВД смоделирован в программном продукте CFD ANSYS-CFX [37, 57] с использованием метода построения динамических сеток, реализованном в пакете TwinMesh [101]. Численное моделирование рабочего процесса проведено для НВД с тремя типами роторов, представленными на рис.4.1.

Расчетная модель машины типа Рутс состоит из следующих частей: входной патрубков с начальным участком в виде конуса, используемым для стабилизации входящего потока, пространство внутри расточки корпуса, не занятое роторами, включая торцевые щели, выходной патрубков (рис. 4.11). Сетка разделена на две части: ротор и статор.

Сетка для статора объединяет в себе входной и выходной тракты, создается в ANSYS Meshing и не меняется от положения ротора. Эти сетки импортируются в Ansys CFX-Pre, где за счет интерфейсов обеспечивается передача параметров газа между статической и подвижными областями.

Сетка для входного и выходного участков состоит из неструктурированных тетраэдральных и гексаэдральных элементов [102].

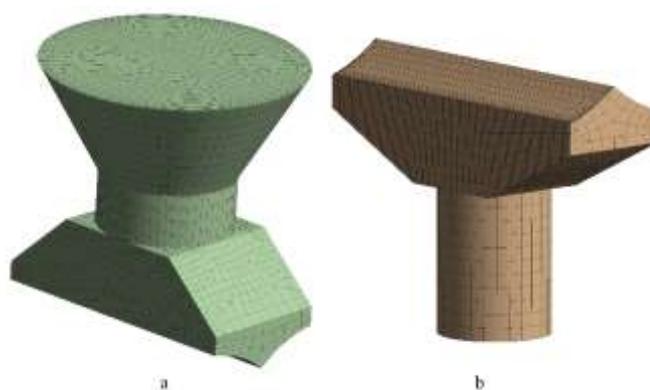


Рис. 4.11. Входной (а) и выходной (б) тракты исследуемой машины Рутса

Для численного расчета в программном продукте Ansys CFX-Pre необходима структурированная динамическая сетка, генерация которой производилась в программном продукте TwinMesh [101]. Построение двумерной сетки производилось с шагом в 0,5 градуса для каждого угла поворота ротора от 0 до 180 градусов, далее сгенерированная двумерная сетка протягивается вдоль оси, образуя более 65000 гексаэдральных элементов (рис. 4.12). Угол скошенности элементов сетки не ниже 25 градусов.

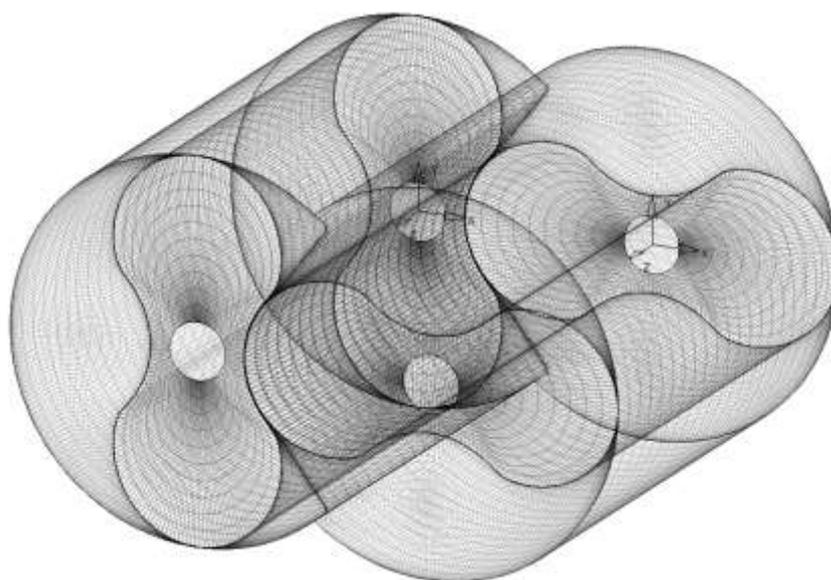


Рис. 4.12. Сеточная модель рабочего объема

В качестве рабочего тела рассматривается воздух в модели сжимаемого идеального газа. Для расчета используется SST-модель турбулентности, которая представляет собой комбинацию  $k$ - $\varepsilon$  и  $k$ - $\omega$  моделей турбулентности [103]. В области основного объема используются уравнения  $k$ - $\varepsilon$  модели, а вблизи стенок и в зазорах – уравнения  $k$ - $\omega$  модели, которые хорошо описывают картину течения при достаточном разрешении сетки. Для повышения точности расчета используется опция «Laminar Turbulent Blend», основанная на уравнениях  $\omega$ -модели.

Кинетическая энергия турбулентности ( $k$ ):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (4.3)$$

Удельная скорость рассеивания ( $\omega$ ):

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\alpha}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (4.4)$$

где  $F_1$  – функция смешивания,  $\beta^*$ ,  $\beta$ ,  $\alpha$ ,  $\sigma_{\omega 2}$ ,  $\sigma_k$ ,  $P_k$  – коэффициенты модели,  $\rho$  – плотность,  $\mu_t$  – турбулентная вихревая вязкость,  $u$  – скорость.

На входе и выходе задается открытое граничное условие (Opening) с соответствующей опцией массы и импульса и нулевым градиентом турбулентности. На поверхности роторов задается соответствующая угловая скорость вращения. На стенках корпуса – условие отсутствия скольжения, и теплообмена. На интерфейсах между рабочей областью и патрубками всасывания и нагнетания задаются условия сохранения массы и импульса, турбулентности, теплового потока.

Следует отметить, что данная модель рабочего процесса НВД позволяет с достаточной точностью проводить расчеты, как в компрессорном, так и в вакуумном режимах. Как показано в работе [102] результаты расчета быстроты действия и индикаторных диаграмм отличаются не более чем на 10 %.

На рис. 4.13 показаны кривые быстроты действия, полученные в программном продукте CFD ANSYS-CFX [43] для НВД с профилями

роторов, представленными на рис. 4.1. Очевидно, что наиболее высокую быстроту действия обеспечивает НВД, имеющий ротора с эллиптическим профилем. Так при частоте вращения 6000 об/мин эллиптический профиль на давлении  $10^4$  Па выигрывает по скорости действия 8% у НВД с роторами с эвольвентным профилем.

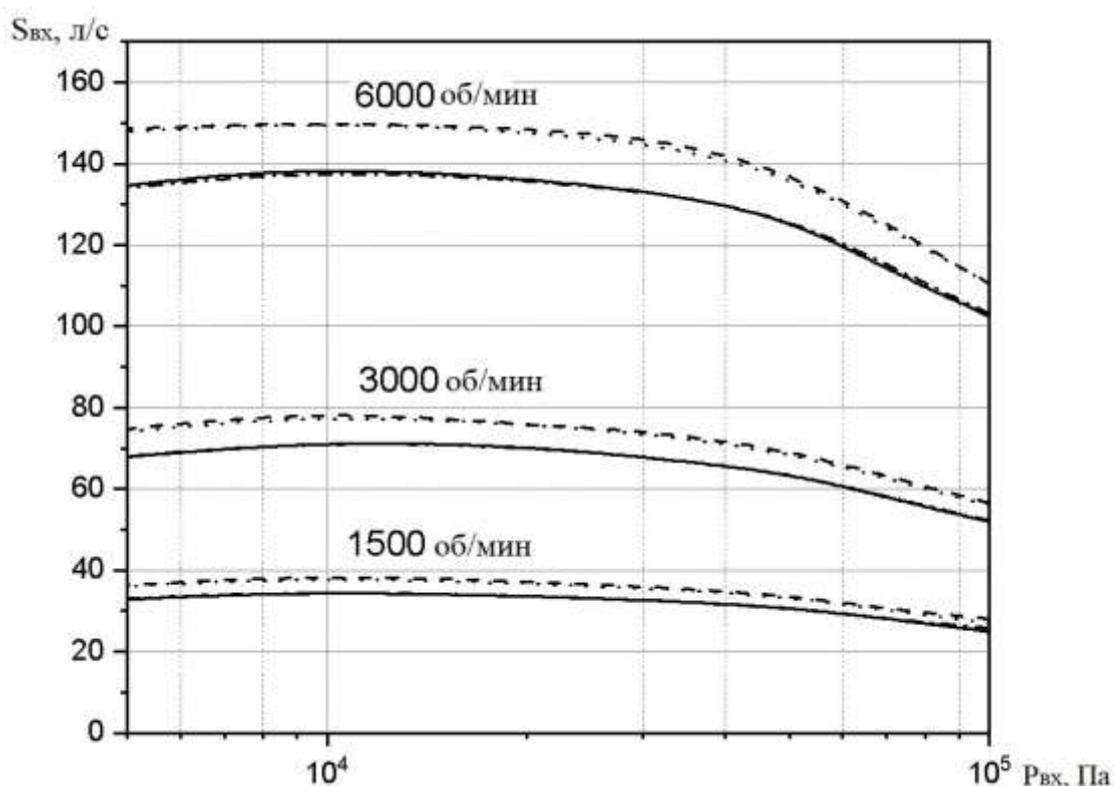


Рис.4.13. Быстрота действия ДВН с роторами различного профиля: сплошная – эвольвентный; пунктирная – эллиптический, точки – окружной

С целью оценки влияния пульсаций газа при объединении переносимого объема с объемом на выходе проведено сопоставление расчетных зависимостей, полученных с помощью CFD ANSYS-CFX, с результатами, полученными при помощи разработанной в главе 3 математической модели, в основе которой лежит камерный метод (т.е. давление в пределах каждой камеры равномерно). На рис.4.14 представлено распределение давлений в рабочей полости, полученное в результате CFD моделирования. Давления измерялись в отсеченном объеме (точка 1) и на

выходе (точка 2). Данные получены для  $P_{ВХ}=13332$  Па,  $P_{ВЫХ}=37089$  Па,  $n=3000$  об/мин.

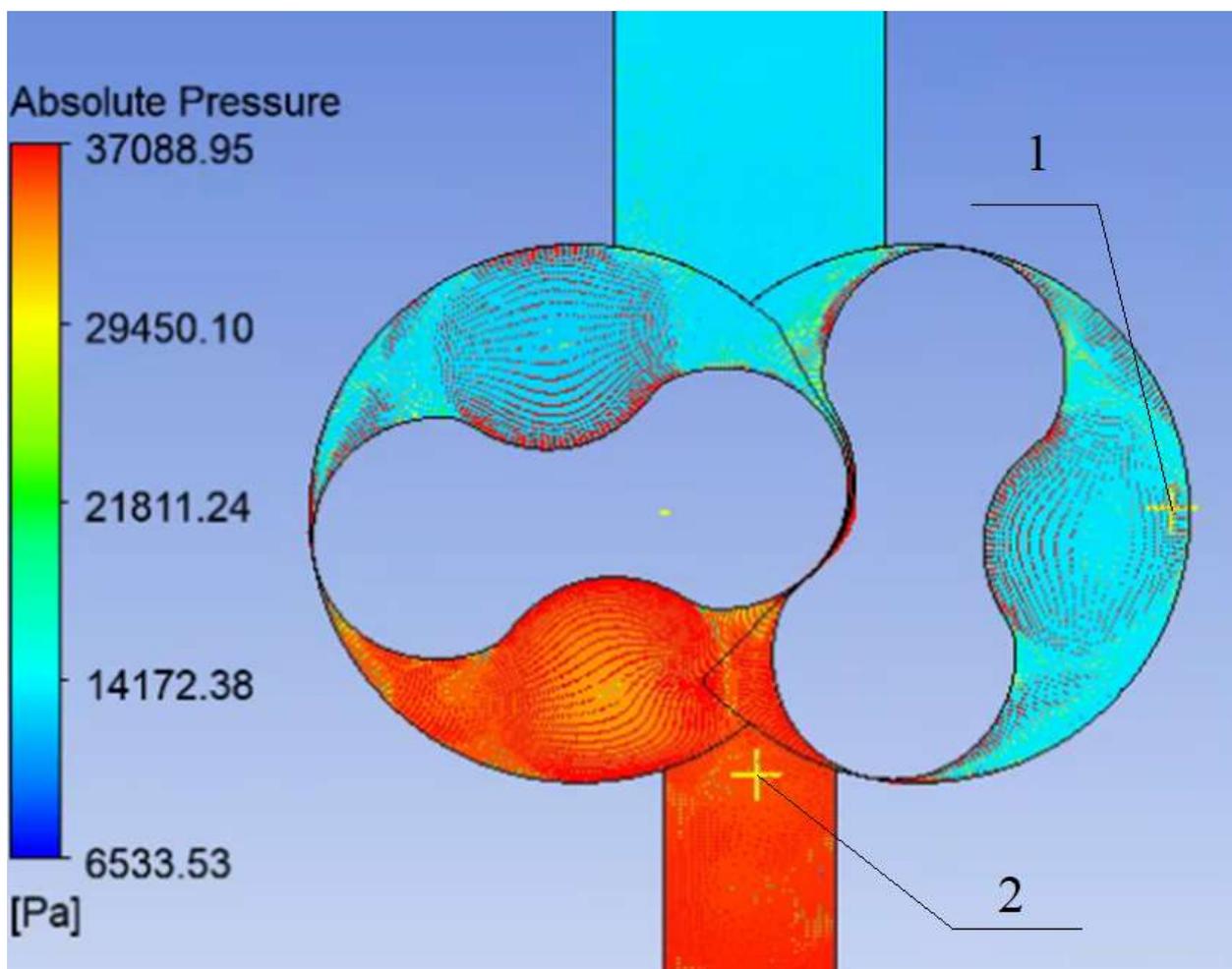
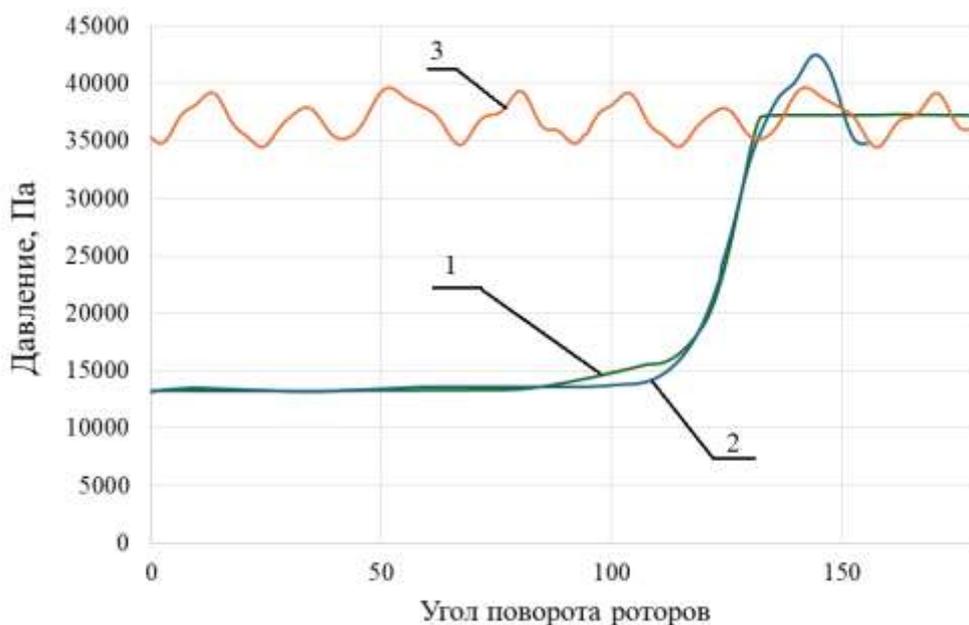


Рис. 4.14. Распределение давлений в рабочей полости НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношении  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$

График зависимости давления в рабочей полости и на выходе из насоса представлен на рис. 4.15. Величина пульсаций давления на выходе ( $\frac{P_{\text{макс}} - P_{\text{мин}}}{P_{\text{ср}}}$ ) составляет 14%. При этом усредненная величина давления, полученная при CFD расчете, отличается от результата расчета камерным методом всего на 0,38%. Поскольку основное влияние на рабочий процесс НВД оказывают перетекания через межроторный зазор, которые зависят от средних давлений в объемах входа и выхода, то влияние пульсаций давления на выходе и неравномерности давления на быстроту действия незначительно.

Максимальная разница давлений в рабочей полости и на выходе составляет 6,7 % и объясняется высоким сопротивлением участка между ротором и корпусом в момент объединения переносного объема с объемом на выходе из-за высокой скорости истечения.

Сравнение индикаторных диаграмм в отсеченном объеме на рис.4.15 показывает хорошую сходимость результатов, полученных CFD и камерным методом, на большей части процесса. Отклонение давлений в начале процесса переноса объясняется некоторой неравномерностью давлений в рабочем объеме. Максимальное отличие давления, полученного CFD, методом от результата расчета камерным методом, составляет 12,2%, причем наблюдается на небольшом участке диаграммы и не оказывает значительного влияние на суммарные перетекания через каналы.



1 – расчет камерным методом, 2 – расчет CFD- моделью, 3 - пульсации давления на выходе полученные при расчете CFD моделировании

Рис. 4.15. Распределение давлений в рабочей полости НВД с эллиптическим профилем ротора при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$

Таким образом, не смотря на наличие пульсаций давления на выходе и отличие индикаторных диаграмм в переносном объеме, полученных камерным и CFD методом, разница в интегральной характеристике насоса - быстроте действия незначительна.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Двухроторные вакуумные насосы Рутса НВД являются лидером по созданию среднего безмасляного вакуума, причем серийно в России выпускаются лишь машины малой производительности, а потребности промышленности покрываются за счет поставок импортного оборудования. В связи с этим работа, направленная на создание математической модели НВД и повышение эффективности его рабочего процесса, является актуальной.

2. Разработаны и изготовлены три опытных образца НВД с различными профилями роторов: эвольвентный, эллиптический при соотношениях  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$  (патент № 2730769), эллиптический при соотношениях  $\frac{b}{a} = 0,892$  и  $\frac{r}{a} = 0,705$  под корпус насоса НВД-200, серийно выпускаемого производством АО «Вакууммаш».

3. Разработан стенд для исследования откачных характеристик НВД, на котором были получены следующие зависимости:

- быстроты действия от давления на входе в насос;
- максимального отношения давлений выхода и входа от давления на выходе;
- температуры роторов, корпуса и газа на выходе;
- проводимости роторного механизма НВД от давления на входе в насос.

Все зависимости получены при пяти частотах вращения приводного вала, для трех, а в некоторых случаях - для четырех профилей роторов.

4. Разработана математическая модель рабочего процесса НВД, в которой учитывается подвижность стенок и тепловые деформации роторного механизма.

5. Разработана методика расчета перетеканий газа в каналах с движущимися стенками применительно к НВД.

6. Проведены валидация и верификация разработанной камерной математической модели.

7. С помощью CFD-расчета установлено, что пульсации газа на выходе и неравномерность давления в отсеченном объеме практически не сказываются на быстроте действия НВД.

8. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование влияния на характеристики НВД и агрегатов:

- типа и геометрических параметров профиля ротора;
- зазоров, частоты вращения, молекулярной массы откачиваемого газа.

8. Математическая модель рабочего процесса НВД внедрена в процесс разработки и оптимизации двухроторных вакуумных машин на АО «Вакууммаш» (г. Казань) (Приложение А), а также математическая модель рабочего процесса НВД внедрена в процесс разработки и оптимизации компрессоров объемного действия на ООО «ТРАКС» (г. Москва) (Приложение Б).

9. Создан стенд для исследования откачных характеристик НВД, который используется на кафедре «Вакуумной техники электрофизических установок» КНИТУ при проведении лабораторных занятий, выполнении курсовых проектов и выпускных квалификационных работ по направлениям 15.03.02 и 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» (Приложение В).

10. Практические рекомендации по повышению эффективности работы НВД:

10.1. Для повышения эффективности процесса откачки следует использовать ротора с эллиптическим профилем ротора с соотношениями  $\frac{b}{a} \approx 0.85$  и  $\frac{r}{a} \approx 0.64$  (патент № 2730769). Данные соотношения эллиптического ротора сочетают в себе максимальный коэффициент использования отсеченного объёма при минимальных перетеканиях. Насос с эллиптическим профилем выигрывает по отношению давления у насоса с эвольвентным – 6 %, а у НВД-200 – более 24 %. При 100 Па насос с

эллиптическим профилем выигрывает по скорости действия у насоса с эвольвентным – 4,7 %, а у НВД-200 –14,8 %.

10.2. Наибольшее влияние на обратные перетекания оказывает межроторный зазор (до 80% от суммарной проводимости). В связи с этим, нет необходимости занижать зазор между ротором и корпусом. Так для насосов средней производительности до 2500 м<sup>3</sup>/ч рекомендуется устанавливать зазор между ротором и корпусом в диапазоне от 0,3 до 0,5 мм, для высокопроизводительных насосов производительностью до 7000 м<sup>3</sup>/ч рекомендуется устанавливать зазор между ротором и корпусом в диапазоне от 0,4 до 0,6 мм. Также не стоит назначать повышенные требования к допускам при обработке диаметров расточек корпуса в части диаметра, конусности, перпендикулярности и параллельности, что особенно актуально применительно к корпусам больших диаметров и длин, так как при подборе механообрабатывающих центров эти требования оказывают ключевое влияние на стоимость оборудования и оснастки;

10.3. Изменение межроторного зазора от 0,1 до 0,3 мм в диапазоне частот вращения от 3000 до 6000 об/мин оказывает влияние на максимальную производительность насоса в диапазоне от 10 до 20 %.

### **Перспективы дальнейшей разработки темы настоящей работы.**

В связи с тенденцией создания многоступенчатых агрегатов на базе насосов Рутса необходимо разработать математическую модель многоступенчатого НВД, включая ступени с 3-х и 4-х лопастными роторами.

## Список сокращений и условных обозначений

### Список сокращений

НВСп – насос вакуумный спиральный;

НВД – насос вакуумный двухроторный;

CFD – computational fluid dynamics (вычислительная гидродинамика);

КНИТУ – Казанский национальный исследовательский технологический университет;

ВТЭУ – Вакуумная техника электрофизических установок;

КТ – класс точности;

СКО – среднее квадратичное отклонение.

ПГ – погрешность;

### Список условных обозначений

$\varphi$  – угол поворота ротора;

$C$  – средняя тепловая скорость молекул газа;

$Kn$  – число Кнудсена;

$c$  – скорость распространения изменения давления по длине канала;

$\mu$  – динамическая вязкость;

$k$  – показатель адиабаты;

$R_g$  – газовая постоянная;

$R$  – универсальная газовая постоянная;

$T_g$  – температура газа;

$T$  – абсолютная температура;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;

$M$  – молекулярная масса газа;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности газа;

$S_{ВХ}$  – быстрота действия насоса;

$d_э$  – характерный размер – гидравлический диаметр канала;

$Q$  – поток газа, поступающий в измерительную камеру;

$R$  – число Рейнольдса;

$P_{ВХ}, P_{ВЫХ}$  – давления на входе в насос и выходе из насоса;

$Pr$  – число Прандтля;

$P_{ост}$  – предельное остаточное давление (базовое давление) в камере;

$P$  – давление в рабочей полости;

$W$  – потребляемая мощность;

$n$  – частота вращения приводного вала;

$\varepsilon$  – доверительная случайная погрешность результатов измерения;

$t_q$  – квантиль распределения Стьюдента;

$\theta$  – систематическая погрешность;

$\delta$  – максимальная относительная погрешность измерений;

$S_g$  – геометрическая быстрота действия насоса;

$F_{отс}$  – площадь поперечного сечения рабочей камеры;

$F_{отс. вых}$  – площадь поперечного сечения рабочей камеры;

$r$  – радиус основной окружности;

## Библиография

1. Современное состояние рынка безмасляных форвакуумных средств откачки / И. В. Ануфриева, Ю. К. Васильев, В. Н. Кеменов, С. Б. Нестеров, Т. С. Строгова // Вакуумная техника и технология. – 2003. - Т.13, № 2. - С. 93-99.
2. Бурмистров, А. В. Разработка нового типоразмерного ряда ДВН типа Рутс / А.В. Бурмистров, А.А. Райков, С.И. Саликеев, Е.Н. Капустин, А.А. Исаев // Наноиндустрия. - Наноиндустрия. Спецвыпуск (2s, том 13). – 2020. – С. 54-61.
3. Патент № 2730769 Российская федерация, МПК F04C 25/02 (2020.02); F04C 18/126 (2020.02). Двухроторная машина: №2020107745: заявл. 19.02.2020: опубл. 25.08.2020 / Исаев А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Райков А.А., Бронштейн М.Д., Капустин Е.Н.; заявитель и патентообладатель АО «Ваку-уммаш» Бюл. № 24 – 10 с. : ил. - Текст: непосредственный.
4. Бурмистров, А.В. Некоторые аспекты выбора безмасляных насосов среднего вакуума / А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, А.А. Райков // Вестник Казанского технологического университета. - 2013, Т.16. – № 10. - С.220-223.
5. Вакуумная техника: Справочник/Е.С. Фролов, В.Е. миначев, А.Т. Александрова и др.: Под общ. Ред. Е.С. Фролова, В.Е.Миначева. – М.: Машиностроение 1992.-480 с.
6. Вакуумные технологии / Е. П. Шешин. - Долгопрудный, Московская обл. : Интеллект, 2009. - 501, [1] с. : ил., табл.; 22 см. - (Физтеховский учебник).; ISBN 978-5-91559-012-9
7. Цейтлин, Александр Борисович. Пароструйные вакуумные насосы [Текст]. - Москва ; Ленинград : Энергия, 1965. - 399 с., 1 л. диагр. : ил.; 20 см.

8. Капустин, Е.Н. Этапы разработки типоразмерного ряда отечественных безмасляных спиральных вакуумных насосов/ Е.Н. Капустин, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев // Вакуумная техника и технология. –2015. – Т. 25, № 2. - С. 176-180.
9. ГОСТ 32974.1-2016. Вакуумная технология. Стандартные методы измерения характеристик вакуумных насосов. Общие положения. – М.: Изд. стандартов, 2017. – 24 с.
10. ГОСТ 32974-2014. Вакуумная технология. Стандартные методы измерения характеристик вакуумных насосов. Часть 2. Вакуумные насосы объемного действия. – М.: Изд. стандартов, 2015. – 14 с.
11. Двухроторные вакуумные насосы с внешним сжатием: учебное пособие / А. В. Бурмистров, А. А. Райков, С. И Саликеев, А.А. Исаев; М-во образ. и науки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Казань: Изд-во КНИТУ, 2019. – 80 с. ISBN 978-5-7882
12. Jousten K. и др. Positive Displacement Pumps // Handbook of Vacuum Technology / под ред. К. Jousten. : Wiley, 2016. Вып. 1. С. 259–360.
13. Leybold GmbH RUVAC Roots Pumps [Электронный ресурс] – Режим доступа, <https://www.leybold.com/en/products/roots-vacuum-pumps/ruvac-wawau-neu/>, свободный.
14. Edwards Mechanical Booster Pumps [Электронный ресурс] – Режим доступа, <https://www.edwardsvacuum.com/en/our-products/mechanical-booster-pumps>, свободный.
15. ООО «Траст сервис» «Vacuum Group» НАСОСЫ ВАКУУМНЫЕ [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://vacuum-group.ru/brands/sterling-sihi>, свободный.
16. АО «Вакууммаш» [Электронный ресурс] – Режим доступа: [https://vacma.ru/products/roots\\_pump/](https://vacma.ru/products/roots_pump/), свободный.
17. Panda/Puma Двухроторные бустерные вакуумные насосы Рутса BUSCH [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.buschvacuum.com/ru/ru/products/panda-puma>, свободный.

18. Pfeiffer Vacuum GmbH Roots Pumps [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/vacuum-generation/roots-pumps/>, свободный.
19. Van-Atta C. M. Theory and performance characteristics of a positive displacement rotary compressor as mechanical Booster vacuum-pump // Nat. Sympos. Vacuum Technol. – Trans. London, New York, Paris, Pergamon Press, 1957. –P.62 -70.
20. Hamacher, H. (1970) Beitrag zur Berechnung des Saugvermögens von Rootspumpen. Vakuu-Technik, 19, 215–221. Hamacher, H. (1969) KennfeldBerechnung für Rootspumpen. DLR FB 69–88.
21. В. И. Кузнецов. Объемный КПД двухроторных насосов // Физика и техника вакуума. –Казань, 1974. –стр. 177-185
22. Бурмистров А.В., Беляев Л.А. Концепция объемно-скоростной откачки. Метод расчета двухроторных вакуумных насосов // Вакуумная техника и технология. – 2002. - Т. 12, № 2. - С.85-90.
23. Бесконтактные вакуумные насосы: учебное пособие / А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев; Федер. Агенство по образованию. Казан. гос. технол ун-т. – Казань: КГТУ, 2010. – 104
24. Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д., Гимальтынов А.Т., Райков А.А., Саликеев С.И. Численное моделирование потоков газа в щелевых каналах с движущимися стенками при давлениях ниже атмосферного //Вестник Казанского технологического университета. 2016. Т.19. № 5. С. 116-120.
25. Бронштейн, М.Д. Расчет проводимости радиальных каналов с движущимися стенками при моделировании процессов бесконтактных вакуумных насосов / М.Д. Бронштейн, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, Р.Р. Якупов // Компрессорная техника и пневматика. – 2017, – № 1. - С. 30-34.

26. Zhang Y.; Zhao Y.; Peng X., Three-dimensional CFD Simulation of a Roots Blower for the Hydrogen Circulating Pump, International Compressor Engineering Conference Paper, 2018, pp. 2625.
27. Chiu-Fan Hsieh, Qin-Jie Zhou. Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps. Vacuum 2015;
28. Shu-Kai Sun, Bin Zhao, Xiao-Han Jia\*, Xue-Yuan Peng. Three-dimensional numerical simulation and experimental validation of flows in working chambers and inlet/outlet pockets of Roots pump. Vacuum 2017;
29. Gursharanjit Singh, Shuaihui Sun, Ahmed Kovacevic, Qianhui Li, Christoph Bruecker. Transient flow analysis in a Roots blower: Experimental and numerical investigations. G. Singh et al. / Mechanical Systems and Signal Processing 134 (2019) 106305.
30. Mario Matuzovi'c, Sham Rane, Brijeshkumar Patel, Ahmed Kova'cevi'c, Zeljko Tukovi'c. Analysis of conjugate heat transfer in a roots blower and validation with infrared thermography. International Journal of Thermofluids.
31. Chiu-Fan Hsieh. A new curve for application to the rotor profile of rotary lobe pumps. Vacuum 2014
32. Wang J, Liu R, Yang S, Li H, Wang Z, Li Q, Geometric study and simulation of an elliptical rotor profile for Roots vacuum pumps, Vacuum (2018), doi: 10.1016/j.vacuum.2018.04.014.
33. Wang Shujun, Li Haiyang, Zhao Yugang, Hu Liu, Li Wei, The Improvement Study of Involute Profile Type Rotor Profile in Roots Vacuum Pump, 2011 International Conference on New Technology of Agricultural, 251...253.
34. Linlin LIU1\*, Peijun Chen2, Jinqiao Du3. Design of rotor profile of a new roots vacuum pump. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1676, The 2020 6th International Conference on Materials, Mechanical Engineering and Automation Technology 1-3 May 2020, Zhuhai, China.

35. Patent Number: 5,152,684 United States Patent Int. Cl F04C 18/12; Appl. No.: 750,322: Filed: Aug. 27, 1991: Date of Patent: Oct. 6, 1992 / Ralf Steffens; Assignee: Leybold Aktiengesellschaft.

36. Исаев, А.А. Разработка и исследование двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем роторов / А.А. Исаев, А.В. Бурмистров, А.А. Райков, С.И. Саликеев, Е.Н. Капустин // Материалы тезисов 12й международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», Омск: ОмГТУ. 2022. – С.74 – 75.

37. Ansys, Inc. license file for Kazan National Research Technology University c/n 657938.

38. Rarefied gas flow through channels of finite length at various pressure ratios Stylianos Varoutis, Christian Day, Felix Sharipov <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2012.04.032>

39. Conductance calculation of Slot channels with variable cross section from molecular to viscous flow regime / A. Burmistrov, S. Salikeev, M. Bronshtein, M. Fomina, A. Raykov // Vakuuum in Forschung und Praxis.- Vol 27 Is 1 2015, p 36-40 <https://doi.org/10.1002/vipr.201500571>.

40. Бурмистров А. В., Саликеев С. И., Райков А. А. Моделирование течения газа в каналах переменного сечения при различных режимах течения методом решеточных уравнений Больцмана (LBM) // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2019. Т. 6 (129). С. 105–115.

41. Мамонтов, М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы / М. А. Мамонтов. – Тула : Приокское книжн. изд-во, 1970. – 87 с.

42. Саликеев С. И. Разработка и исследование кулачково-зубчатого вакуумного насоса: Дис.... Канд. техн. Наук: 05.04.06 / Саликеев Сергей Иванович. - Казань : Казанский государственный технологический университет, 2005. – 147 с.

43. Райков А. А. Рабочий процесс безмасляного кулачково-зубчатого вакуумного насоса: Дис.... Канд. техн. Наук: 05.04.06 / Райков Алексей Александрович. - Казань : ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 165 с.

44. Ибраев, А. М. Повышение эффективности работы роторных нагнетателей внешнего сжатия на основе анализа влияния геометрических параметров на их характеристики: Дис.... Канд. техн. Наук: 05.04.06 / Ибраев Альфред Мясумович. – Казань : Казанский химико-технологический институт, 1987. - 208 с.

45. Якупов Р. Р. Разработка и исследование безмасляного спирального вакуумного насоса: Дис.... Канд. техн. Наук: 05.04.06 / Якупов Руслан Равильевич. - Казань : ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2018. – 172 с.

46. Ибраев А.М., Чекушкин Г.Н. Расчет действительного профиля роторов нагнетателей внешнего сжатия // Известия вузов СССР. Машиностроение, 1985, №10. - С.61-66.

47. Шарапов И.И. Разработка методики измерения и расчета параметров процесса теплообмена в шестеренчатом компрессоре с целью повышения точности расчета рабочего процесса: Дис.... Канд. техн. Наук: 05.04.06 / Шарапов Ирек Ильясович. - Казань : ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2009. – 146 с.

48. Patel B, Rane S, Kovacevic A Infrared-Thermography And Numerical Investigation Of Conjugate Heat Transfer In Roots Blower 2022

49. Patel B, Kovacevic A, Alam M, Charogiannis A Development of State-of-the-art Experimental Technique to Investigate Temperature Field in Leakage Flows of Positive Displacement Machines 2021

50. Бурмистров А.В. Создание и исследование бесконтактных вакуумных насосов: дис...докт.техн.наук / А. В. Бурмистров; МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2006. - 363с.

51. Исаев, А. А. Анализ температуры рабочих элементов двухроторного вакуумного насоса / А. А. Исаев // Компрессорная техника и пневматика. – 2023. – № 2. – С. 24-27. – EDN MXUABL.

52. Исаев А.А. Анализ потерь в процессе всасывания вакуумного насоса внешнего сжатия / А.А.Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурми-стров, С.И.Саликеев // Материалы XI Международной научно-технической конференции «Инновационные машиностроитель-ные технологии, оборудование и материалы - 2022», Казань. – С. 57 - 60.

53. Исаев А.А. Термометрирование двухроторного вакуумного насоса / А.А. Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Сали-кеев // Вестник РВО, выпуск 2, 2023. – С. 1-7.

54. Isaev A. Development and study of roots vacuum pump with involute rotors profile/ A. Burmistrov; A. Raykov; S. Salikeev; E. Kapustin // AIP Conference Proceedings 2784, 030008 (2023) <https://doi.org/10.1063/5.0141846>

55. EFFICIENCY IMPROVEMENT OF ROOTS VACUUM PUMP WORKING PROCESS: COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHODS MODELING Salikeev S., Burmistrov A., Raykov A., Isaev A., Kapustin E., Fomina M. *Vakuum in Forschung und Praxis*. 2022. Т. 34. № 3. С. 32-37.

56. Бурмистров, А. В. Повышение эффективности рабочего процесса бесконтактных вакуумных насосов / А.В. Бурмистров, А.А. Райков, А.А. Исаев, С.И. Саликеев // Труды 27й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Вакуумная техника и технология». СПб.: Изд-во СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2020. – С. 11-15.

57. COMSOL Multiphysics. License file for Kazan National Research Technology University c/n 9601045.

58. Исаев А.А. Проводимость каналов роторного механизма двух-роторного вакуумного насоса типа Рутс при молекулярном режиме течения газа / А.А.Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев // Материалы XXVIII научно-технической конференции «Вакуумная наука и техника». М.: НОВЕЛЛА. - 2021. – С. 61-65.

59. Расчет быстроты действия безмасляных спиральных вакуумных насосов / А. В. Бурмистров, С. И. Саликеев, А. А. Райков [и др.] // Вакуумная техника и технология. – 2017. – Т. 27, № 4. – С. 5.1-5.6. – EDN QOOTLZ.

60. Salikeev S., Burmistrov A., Bronshtein M. et al. Non-contact vacuum pumps. A generalpurpose method for conductance calculation of profile slot channels. *Vak. Forsch. Prax.*, 2014, vol. 26, no. 1, pp. 40–44, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201400542>

61. Математическое моделирование рабочего процесса двухроторного вакуумного насоса Рутса / А. А. Исаев, А. А. Райков, А. В. Бурмистров, С. И. Саликеев // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2024. – № 1(148). – С. 55-68. – EDN FBFXCC.

62. Сагдеев, Д. И. Основы научных исследований: метод. указания. Ч.1 / Д. И. Сагдеев, Г. Д. Шафеева, А. А. Хубатхузин и др.; КГТУ.- Казань, 1999. - 36 с.

63. Рабинович, С. Г. Погрешности измерений / С. Г. Рабинович. – Л.: Энергия, 1978. - 262 с.

64. Кудряшова, Ж. Р. Методы обработки результатов наблюдений при косвенных измерениях / Ж. Р. Кудряшова, С. Г. Рабинович // Труды ВНИИМ. - 1974. - Вып.172(232). - С. 3-58.

65. Новицкий, П. В. Оценка погрешностей результатов измерений /П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л. : Энергоатомиздат, 1991. - 301 с.

66. Зайдель, А. Н. Ошибки измерения косвенных величин / А. Н. Зайдель.– Л. : Наука, 1974. - 108с.

67. Isaev A. Development of calculation method on energy balance of thermodynamic system of variable mass body for roots pumps / A. Isaev A., A. Raykov, A. Burmistrov, S. Salikeev, E. Kapustin // AIP Conference Proceedings 2285, 030042 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0027208>

68. Исаев, А.А. Разработка метода расчета вакуумных насосов типа Рутс, основанного на энергетическом балансе термодинамической системы тела переменной массы / А.А. Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, Е.Н. Капустин, С.Ю. Голоднов // Материалы тезисов 10й международной научно-технической конференции «Техника и технология

нефтехимического и нефтегазового производства», Омск.: ОмГТУ. 2020. – С.111 – 112.

69. Development of calculation method based on energy balance of thermodynamic system of variable mass body for roots pumps Isaev, A., Raykov, A., Burmistrov, A., Salikeev, S., Kapustin, E. 2020 AIP Conference Proceedings

70. Wolfram Mathematica license file for Kazan National Research Technology University # L3543-5535.

71. Исаев А.А. Метод расчета откачных характеристик ДВН типа Рутс, работающих при повышенных давлениях (вязкостный режим течения газа в зазорах) / А.А. Исаев, А.В. Бурмистров, А.А. Райков, С.И. Саликеев // Наноиндустрия. – 2021. – Т.14. № S6. С. 330-337.

72. Захаренко СЕ. К вопросу о протечках газа через щели //Тр. ЛПИ, 1953, No 2. - С.142-160, Захаренко СЕ. Экспериментальное исследование протечек газа через щели //Тр. ЛПИ, 1953, No 2. - С.Т6Т-Т70.

73. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. - Л.: Машиностроение,1970.- 400 с

74. Райков А.А. Расчет перетеканий газа в каналах с движущимися стенками безмасляных бесконтактных вакуумных насосов / А.А. Райков, А.В. Тюрин, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, МС.Д. Бронштейн // Материалы тезисов 9й международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», Омск.: ОмГТУ. 2019. – С.77 – 78.

75. Константинов Е.Н., Короткова Т.Г. Анализ уравнения движения Но-вье-Стокса для газа и расчет протечек в винтовом компрессоре / Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. 2011, в.2, с.111-114.

76. Науменко А. И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. ... канд. техн. наук. М., 1974. 180 с., Пластинин П. И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭМВ // Итоги науки и техники. Сер. Насосостроение и компрессоростроение. М.: ВИНТИ, 1981. Т. 2. 168 с., Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Демаков А. С. Теплообмен в ступенях машин объемного действия. Современный подход // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 16-23.

77. Сайфетдинов А.Г. Разработка методики измерения и расчета параметров процесса теплообмена в роторном компрессоре внутреннего сжатия с целью повышения точности расчета рабочего процесса: дис...к.т.н. / А. Г. Сайфетдинов; КНИТУ – Казань, 2013. - 188с.

78. Якупов, Р.Р. Расчёт процесса теплообмена в математической модели спирального вакуумного насоса / Р.Р. Якупов, А.А. Райков, С.И. Саликеев, А.В. Бурмистров // Материалы XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике, Казань, 2017. – С. 72-78.
79. Beskok, A. Rarefaction and Compressibility Effects in Gas Microflows / A. Beskok, G. Karniadakis, W. Trimmer // Journal of Fluids Engineering. -1996. – V.118. P. 448 -456.
80. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – Москва : Энергия, 1977. — 344 с.
81. Фотин, Б. С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: автореф. дис. д – ра техн. наук / Б. С. Фотин. – Л., 1974. – 34 с.
82. Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Исследование потерь во входном и выходном трактах кулачково-зубчатого вакуумного насоса. Компрессорная техника и пневматика, 2009, т. 8, с. 13–18.
83. Райков А.А., Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Капустин Е.Н. Моделирование течения газа во входном и выходном трактах спирального вакуумного насоса. Вакуумная наука и техника. Матер. XXIII науч.-техн. конф. с участием зарубежных специалистов, Судак, 21–28 сентября 2016, Москва, НОВЕЛЛА, 2016, с. 70–74.
84. Райков, А.А. Потери во входном и выходном трактах безмасляного спирального вакуумного насоса / А.А. Райков, А. В. Бурмистров, С. И. Саликеев, А.Т. Гимальтынов, Р.Р. Якупов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2017, № 5(686) – С.45-51.
85. Исаев, А.А. Потери во входном тракте двухроторного вакуумного насоса / А.А. Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, // Вестник машиностроения. – 2021, - № 9. - С. 44-46.
86. Isaev A. A., Losses in the Input Channel of a Two-Rotor Vacuum Pump / A. A. Isaev, A. A. Raikov, A. V. Burmistrov, S. I. Salikeev ISSN 1068-

798X, Russian Engineering Research, 2021, Vol. 41, No. 12, pp. 1161–1164. © Allerton Press, Inc., 2021

87. КОМПАС-3D V9. Руководство пользователя. Аскон, 2007. 204 с.
88. Isaev A. Resistance of roots pump exhaust duct / A. Isaev, A. Raykov, A. Burmistrov, S. Salikeev, E. Kapustin // AIP Conference Proceedings 2412, 030039 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075000>
89. Исаев, А.А. Сопротивление выходного тракта двухроторного вакуумного насоса / Исаев А.А., А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев // Материалы тезисов 11й международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», Омск: ОмГТУ. 2021. – С.68 – 69.
90. Повышение эффективности рабочего процесса двухроторного вакуумного насоса внешнего сжатия за счёт снижения обратных перетеканий в роторном механизме / А. А. Исаев, А. А. Райков, А. В. Бурмистров, Е. Н. Капустин // Компрессорная техника и пневматика. – 2024. – № 1. – С. 11-14. – EDN TMKYCQ
91. Исаев, А.А. Влияние профиля роторов на характеристики двухроторной машины внешнего сжатия / А.А. Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев // Материалы тезисов 14й международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», Омск.: ОмГТУ. 2024. – С.84 – 85.
92. Бурмистров А.В., Караблинов Д.Г., Бронштейн М.Д. Влияние геометрических параметров эллиптического профиля на характеристики двухроторных вакуумных насосов типа Рутс // Компрессорная техника и пневматика. – 2004. - № 6. - С. 38-40.
93. D.M. Hoffman, V. Singh, and J.H. Thomas, editors , Handbook of Vacuum Science and Technology (Academic Press, San Diego, CA, 1998).
94. Исаев, А.А. Исследование перетеканий в двухроторном вакуумном насосе типа Рутс с эллиптическим профилем роторов при молекулярном режиме течения газа / А.А.Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И.Саликеев // Известия Вузов. Машиностроение. – 2023. – № 4(757). С. 38-45.
95. Vecchiato D. и др. Geometry of a cycloidal pump // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2001. Т. 190. № 18–19. С. 2309–

2330., Li Z., Wang X. New cycloid rotor profiles design under different rolling circle radii for Roots vacuum pumps // SN Appl. Sci. 2022. Т. 4. № 10. С. 280.

96. Li Z. и др. Analysis and construction of a parabolic rotor profile for Roots vacuum pumps // J. Phys.: Conf. Ser. 2021. Т. 1952. № 4. С. 042108.

97. Hoang M.-T., Wu Y.-R., Nguyen T.-L. A universal rotor design method for twin-rotor fluid machines with a parameterized sealing line considering inter-lobe clearances // Vacuum. 2021. Т. 189. С. 110276.

98. А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, М.Д. Бронштейн Прямые и обратные потоки в бесконтактных вакуумных насосах: монография. – Казань: Изд-во Казан. гос. технол. ун-та, 2009. – 232 с.

99. Burmistrov, A. Effectiveness enhancement of non-contact vacuum pumps working process A. Burmistrov, A. Raykov, A. Isaev, S. Salikeev / Journal of Physics: Conference Series 27th International Conference on Vacuum Technique and Technology Journal of Physics: Conference Series 1799 (2021) 012003 IOP Publishing doi:10.1088/1742-

100. Исаев А.А., Метод расчета откачных характеристик ДВН типа Рутс, работающих при повышенных давлениях (вязкостный режим течения газа в зазорах) Исаев А.А., Бурмистров А.В., Райков А.А., Саликеев С.И. В сборнике: Вакуумная наука и техника. Материалы XXVII научно-технической конференции с участием зарубежных специалистов Крым. Москва, 2020. С. 58-63.

101. TwinMesh CFX Berlin license file for Kazan National Research Technological University c/n 13449

102. Raykov A. Working process of Roots vacuum pumps. Development and verification of CFD model / A. Raykov A. Burmistrov, S. Salikeev, A. Isaev // Vakuum in Forschung und Praxis. - 2021. - Vol. 33. - Is. 3. – P. 29-33.

103. F. Menter, J.C. Ferreira, T. Esch, and B. Konno, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 7 (2003).

90029776



## АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО ВАКУУММАШ

420054, РТ, г.Казань, ул.Тульская, 58  
 тел.: +7(843)278-35-27; факс: +7(843)278-32-40  
 www.vacma.ru e-mail: kazan@vacma.ru  
 ИНН 1653001883 ОГРН 1021603466950

Исх. № \_\_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

На исх. № \_\_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

### Приложение А

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

АО «Вакууммаш»



Е.Н. Капустин

2024 г.

### АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Исаева Александра Анатольевича  
 «Рабочий процесс безмасляных вакуумных насосов  
 внешнего сжатия с различными профилями роторов» на АО «Вакууммаш»

Научно-технический совет в составе кандидата технических наук, генерального директора Капустина Евгения Николаевича, заместителя генерального директора по проектно-конструкторской работе – Главного конструктора Данилина Александра Сергеевича, кандидата технических наук, начальника отдела испытаний и перспективных исследований Тюрина Алексея Викторовича, составили акт о том, что на АО «Вакууммаш» использованы следующие результаты диссертационной работы А.А. Исаева:

1. Математическая модель рабочего процесса безмасляных вакуумных насосов внешнего сжатия с учетом подвижности стенок роторного механизма на основе системы дифференциальных уравнений Мамонтова, устанавливающая зависимость изменения давления и температуры от угла поворота приводного вала и работающая при любом режиме течения, внедрена в процесс разработки и оптимизации двухроторных вакуумных машин на АО «Вакууммаш».

2. На основании данной методики в 2022 году разработан и в конце 2023 года начат серийный выпуск насосов типа Рутс производительностью 2500 м<sup>3</sup>/ч.

3. На основании данной методики в 2023 году начата разработка насосов производительностью 4400 и 7000 м<sup>3</sup>/ч. Серийный выпуск которых планируется начать в 4-м квартале 2024 года.

Главный конструктор  
 АО Вакууммаш

А. С. Данилин

К.т.н., нач. ОИиПИ

А.В. Тюрин

Система менеджмента качества сертифицирована на соответствие требованиям стандартов ISO 9001:2015, ГОСТ Р ИСО 9001-2015 и ГОСТ РВ 0015-002-2020



ООО «ТРАКС»

ООО «ТРАКС»  
143006, МО, г. Мытищи, Спасский пр-д, д. 38, оф. 514  
Тел.: (499) 648-88-83; e-mail: info@tracs-m.com  
ОГРН 1185029006130; ИНН/КПП 50290230133/502901001

«    »           2024 г. №            



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

ООО «ТРАКС»

А.Ю. Жидков

*Handwritten signature of A.Yu. Zhidkov*

15 мая 2024 г

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Исаева Александра Анатольевича «Рабочий процесс безмасляных вакуумных насосов внешнего сжатия с различными профилями роторов» на ООО «ТРАКС»

Научно-технический совет в составе генерального директора Жидкова Андрея Юрьевича, главного конструктора отдела компрессоров ОП «ТРАКС Казань» Якупова Руслана Равилевича составили акт о том, что результаты диссертационной работы А.А. Исаева, а именно, математическая модель рабочего процесса безмасляных вакуумных насосов внешнего сжатия устанавливающая зависимость изменения давления и температуры от угла поворота приводного вала, работающая при любом режиме течения и учитывающая подвижность стенок роторного механизма, внедрена в процесс разработки и оптимизации компрессоров объемного действия и климатического оборудования на ООО «ТРАКС».

Главный конструктор отдела компрессоров

ОП «ТРАКС Казань», к.т.н.

*Handwritten signature of R.P. Yakupov*

Р.Р. Якупов



## Приложение В



**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«Казанский национальный  
исследовательский технологический  
университет»  
(ФН ГОУ ВО «КНИТУ») **ПРОРЕКТОР ПО УЧЕБНОЙ РАБОТЕ**

Ул. Максимова, д. 88, казань, 420015  
тел: (843) 231-42-40 факс: (843) 238-56-962  
e-mail: office@kntu.ru, www.kntu.ru

ОКПО 026-0519, ОГРН 107-402851965,  
ИНН КИП 1655018804, КС 550190

03.04.2024 № 160-1874/6-2-1/04

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

### АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Исаева Александра Анатольевича «Рабочий процесс безмасляных вакуумных насосов внешнего сжатия с различными профилями роторов» в учебный процесс

Результаты диссертационной работы А.А. Исаева «Рабочий процесс безмасляных вакуумных насосов внешнего сжатия с различными профилями роторов» в виде программ для расчета откачных характеристик НВД и стэнда комплексных экспериментальных исследований откачных характеристик НВД используются на кафедре «Вакуумной техники электрофизических установок» при проведении лабораторных занятий, выполнении курсовых проектов и выпускных квалификационных работ по направлению 15.04.02 «Технологические машины и оборудование».

Проректор по учебной работе



Д.Н. Суганова

Начальник учебно-методического  
управления

Г.Г. Луфулина

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2730769

**Двухроторная машина**

Патентообладатель: *Акционерное общество "Вакууммаш" (АО "Вакууммаш") (RU)*

Авторы: *Исаев Александр Анатольевич (RU), Саликеев Сергей Иванович (RU), Бурмистров Алексей Васильевич (RU), Райков Алексей Александрович (RU), Бронштейн Михаил Давыдович (RU), Капустин Евгений Николаевич (RU)*

Заявка № 2020107745

Приоритет изобретения 19 февраля 2020 г.

Дата государственной регистрации в

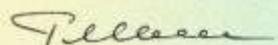
Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 25 августа 2020 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 19 февраля 2040 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 *Е.П. Илиев*

