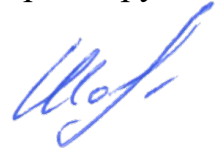


На правах рукописи



**Шоронов Сергей Валерьевич**

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ НАПОРНЫМИ  
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ОСЕВЫХ НАСОСОВ ДВИГАТЕЛЕЙ  
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ С ПОМОЩЬЮ ВХОДНЫХ И  
НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ**

Специальность 2.5.15. «Тепловые, электроракетные двигатели  
и энергоустановки летательных аппаратов»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва  
2025 г.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Тимушев Сергей Федорович,**  
доктор технических наук

Официальные оппоненты: **Жарковский Александр Аркадьевич,**  
доктор технических наук, профессор, Высшая школа энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, профессор.  
**Афанасьев Александр Александрович,**  
кандидат физико-математических наук, АО «Конструкторское бюро химавтоматики», главный специалист по моделированию.

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Защита состоится 08 декабря 2025 года в 10 часов 00 минут на заседании диссертационного совета 24.2.327.06 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»: <https://mai.ru/events/defence/>.

Автореферат разослан

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета 24.2.327.06  
доктор технических наук, доцент



Краев В.М.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность темы диссертационной работы.**

Осевые высокооборотные насосы часто используются в самолетных гидравлических системах и системах питания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) в качестве бустерных насосов для повышения входного давления и обеспечения бескавитационной работы основного двигательного насоса. Современные ракетные двигатели глубоко дросселируются, они способны регулировать тягу в диапазоне от 30 до 110 % от номинального режима, поэтому одним из важных требований к высокооборотным насосам является многорежимность, т. е. их способность в ходе эксплуатации работать в широком диапазоне режимов по расходу и частоте вращения.

Напорные характеристики насосов высокой быстроходности с осевыми колёсами, в подавляющем большинстве случаев, имеют немонотонные (западающие) кривые что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания может распространяться вплоть до значений расходов 0,6-0,8 от номинального режима, что может влиять на кавитационную характеристику основного двигательного насоса при изменении подачи. Наличие этой области накладывает определенные усложнения для системы управления двигателя летательного аппарата. Также на режимах дросселирования, при понижении расхода насоса, образуются обратные токи, которые вызывают повышение вибрации и пульсаций давления. Борьба за исправление характеристик может приводить к снижению вибрации и пульсаций давления, и вследствие этого ведет к улучшению надежности и ресурса агрегатов системы питания. Обеспечение монотонно падающей напорной характеристики осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации конструкции насоса.

Увеличение напора в зоне западания напорной характеристики играет важную роль при работе насоса при повышенных температурах. В воздушно-реактивных двигателях (ВРД) при дросселировании происходит нагрев рабочего тела, что негативно сказывается на антикавитационных качествах основного двигательного насоса и приводит к снижению его напора. Нагрев рабочего тела

также может происходить и в ракетных двигателях разгонных блоков многократного включения. Компонент может нагреваться на солнце при полете на орбите до 70 °С.

Изучение течения в лопаточных решетках рабочих колес представляет теоретический и практический интерес, так как периферийные сечения межлопастного канала осевого рабочего колеса играют важную роль в образовании зоны западания напорной характеристики. Установка надроторного устройства или закрутка потока на входе в насос в периферийных сечениях может изменить напор и повысить эффективность насоса в зоне западания (немонотонности) напорной характеристики. Рекомендаций по исправлению формы напорной характеристики для осевых насосов разработано недостаточно, поэтому тема работы является актуальной.

#### **Степень разработанности темы исследования.**

Методы улучшения формы напорной характеристики осевых насосов изучены не в полной мере. Прикладные исследования, проводимые отечественными авторами, среди них Жарковский А.А., Свобода Д.Г., Иванов Е.А. и другие, в основном сосредоточены на изменении геометрических параметров рабочего колеса и оптимизации проточной части насоса.

Существует ограниченное количество исследований, посвященных применению различных входных и надроторных устройств, применяемых для исправления формы напорной характеристики осевого насоса. При этом во многих работах авторы не приводят рекомендаций по оптимальной конструкции таких устройств.

Зарубежные исследователи, такие как Tong Mu, Rui Zhang, Hui Xu, Imamura H., Kurokawa J., Matsui J., Kikuchi M., Choi Y. и другие, изучали влияние надроторного устройства на напорные и кавитационные характеристики осевых насосов. Это устройство представляет собой осевые или наклонные проточки, которые располагаются над частью ротора и на периферии входного устройства насоса. Однако, в своих работах они не приводят рекомендаций по количеству и углу наклона проточек. Кроме того, причины влияния надроторного устройства на

напор насоса и его антикавитационные свойства остаются недостаточно изученными.

Изучение влияния закрутки потока на входе в насос в основном проводилось на центробежных и шнекоцентробежных насосах и изучалось авторами Lei Tan, Baoshan Zhu, Hucan Hou, Yongxue Zhang и др. Исследований закрутки потока на входе в осевой насос кратно меньше, их проводили авторы Wei-Min Feng, Jing-Ye Pan, Zhi-Wei Guo, Qian Cheng, Lichao Jia, Haifeng Jiao и др. при помощи пилонов, установленных на входе под различным углом. При этом влияние закрутки периферийных сечений на работу осевого насоса не было изучено.

**Целью** диссертации является комплексное экспериментальное и расчетно-теоретическое исследование методов улучшения напорной характеристики и разработка практических рекомендаций по управлению формой напорной характеристики насосов с осевыми рабочими колесами при помощи входных и надроторных устройств.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи**:

- 1) разработать геометрию входных и надроторных устройств, таких как осевые и наклонные надроторные проточки, входное лопаточное устройство;
- 2) экспериментальным методом и при помощи численного моделирования определить влияние установки входных и надроторных устройств на напорную характеристику с учетом влияния их на антикавитационные качества насоса;
- 3) исправление формы напорной характеристики осевого насоса на монотонно падающую;
- 4) выработать рекомендации по проектированию и использованию входных и надроторных устройств, заложить основы для разработки методики прогнозирования и управления напорными характеристиками осевых насосов с западающим участком путем формирования и наполнения экспериментальной базы данных.

В качестве **объекта исследования** использован экспериментальный гидротурбонасос, представляющий собой осевое рабочее колесо насоса с

лопаточным осевым отводом, рабочей жидкостью которого является керосин. На рисунке 1 показан эскиз агрегата.

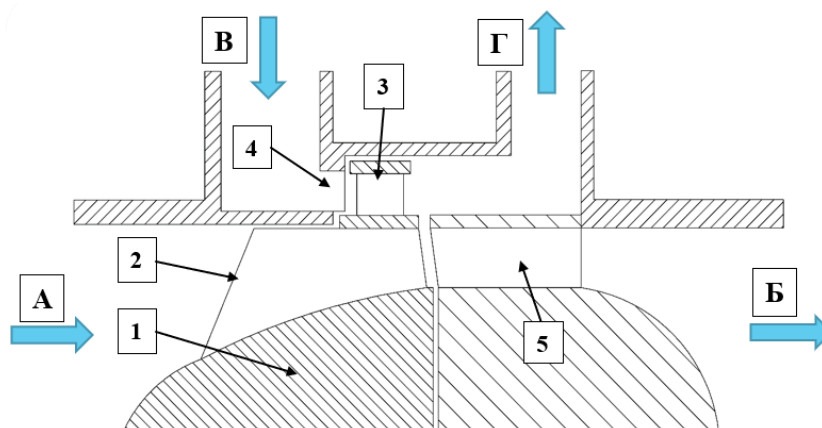


Рисунок 1 – Эскиз гидротурбонасоса без доработок (1 – ротор; 2 – осевое рабочее колесо насоса; 3 – гидравлическая турбина; 4 – сопловый аппарат; 5 – спрямляющий аппарат; А – вход в насос; Б – выход из насоса; В – подвод активной рабочей жидкости к рабочим лопаткам ротора (турбины поз. 3); Г – Отвод активной рабочей жидкости от рабочих лопаток ротора (турбины поз. 3))

Основные параметры осевого рабочего колеса, спрямляющего аппарата насоса и другие параметры агрегата приведены в таблице 1 для режима максимума КПД.

Таблица 1 – Ряд геометрических и других параметров агрегата

| Наименование параметра                                             | Величина                       | Ед. изм.                           |
|--------------------------------------------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| Коэффициент быстроходности насоса, $n_s$                           | 540                            | -                                  |
| Максимальный КПД агрегата                                          | 0,35                           | -                                  |
| Расход насоса, приведенный к оборотам на номинальном режиме, $Q/n$ | 13<br>( $3,45 \cdot 10^{-5}$ ) | (л/ч)/(об/мин)<br>((м³/с)/(рад/с)) |
| Втулочное отношение на входе, $\overline{d_{1вт}}$                 | 0,44                           | -                                  |
| Втулочное отношение на выходе, $\overline{d_{2вт}}$                | 0,65                           | -                                  |
| Коэффициент эквивалентного диаметра на входе, $K_{Dэ1}$            | 4,57                           | -                                  |
| Коэффициент эквивалентного диаметра на выходе, $K_{Dэ2}$           | 3,85                           | -                                  |
| Угол атаки на среднем диаметре, $i_{ср}$                           | 1,71*                          | град                               |
| Число лопаток, $z_k$                                               | 5                              | шт.                                |
| Густота рабочего колеса насоса на среднем диаметре, $\tau_{ср}$    | 1,27                           | -                                  |
| Угол атаки на входе в СА на среднем диаметре, $i_{3ср}$            | 4,25                           | град                               |
| Густота СА, $\tau_{САср}$                                          | 2,08                           | -                                  |

| Наименование параметра                                                                       | Величина | Ед. изм. |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|
| Втулочное отношение $CA, \overline{d_{вт CA}}$                                               | 0,65     | -        |
| Число лопаток $CA, z_{CA}$                                                                   | 12       | шт       |
| * - углы атаки по высоте рабочей лопатки на других сечениях отличаются примерно на 1 градус. |          |          |

Приводом ротора экспериментального насоса является гидравлическая турбина, установленная на бандаже осевого рабочего колеса насоса. Гидротурбонасосы подобного типа используются для подкачки топлива из расходного бака к двигателю самолета, а также в качестве бустерных турбонасосных агрегатов ЖРД. Относительная величина радиального зазора на входе в насос до густоты лопаточной решетки на периферии  $\tau \approx 0,5$  равен  $\bar{\Delta} = 0,023$ , а далее зазор равен 0 из-за установленного бандаж.

#### **Научная новизна.**

Исследовано влияние комплекса геометрических параметров надроторных и входных лопаточных устройств на энергетические и кавитационные характеристики осевого насоса.

Представлены методы и практические рекомендации по проектированию осевых насосов, обеспечивающие увеличение напора в локальной зоне западания напорной характеристики и исправление ее формы на монотонно падающую при помощи установки надроторных и входных лопаточных устройств.

Показано влияние закрутки потока на входе в периферийные сечения на напор осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик.

При помощи метода численного моделирования показано влияние установки входных лопаточных и надроторных устройств на величину и интенсивность обратных токов.

**Практическая значимость работы** заключается в возможности использовать предложенные рекомендации для увеличения напора осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик. Это позволяет в ходе эксплуатации насоса работать в более широком диапазоне изменения расхода и оборотов ротора, в частности, в составе ЖРД и топливных систем авиационных

двигателей. За счет применения данной методики возможно исправить форму напорной характеристики осевого насоса на монотонно падающую, что является одной из ключевых целей проектирования и оптимизации конструкции насоса и улучшения работы систем управления двигателя летательного аппарата.

**Теоретическая значимость работы** заключается в определении влияния величины и интенсивности обратных токов на входе на величину напора осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик при помощи разработанной методики обработки результатов численного моделирования. Предложенная методика позволяет с достаточной точностью определить начало образования обратных токов на входе в осевое рабочее колесо насоса.

#### **Методология и методы исследования.**

Экспериментальные результаты исследования получены с использованием стандартных методик проведения испытаний на стенде осевых насосов с применением аттестованных средств измерений и регистрации параметров. Расчетные исследования проводились с использованием методов численного моделирования процессов гидродинамики, реализованных в программном обеспечении ANSYS CFX.

#### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Методы увеличения напора осевого насоса в области западания энергетических характеристик и обеспечение монотонно падающей формы напорной характеристики.
2. Методика обработки результатов экспериментальных исследований насосов с западающей напорной характеристикой.
3. Результаты расчетных и экспериментальных исследований.
4. Рекомендации по проектированию входных лопаточных и надроторных устройств для осевых насосов, используемых в составе ЖРД и топливных систем авиационных двигателей.

#### **Степень достоверности.**

Достоверность полученных результатов обеспечивается:

1. Применением широко известных методов исследования и научных положений, использованием фундаментальных положений гидродинамики.

2. Проведенными экспериментальными исследованиями на испытательном стенде с использованием аттестованной измерительной аппаратуры, достаточным объемом экспериментальных данных и их корректной статистической обработкой.

3. Согласованием результатов расчетов по разработанной численной модели с полученными экспериментальными данными, а также результатами расчетно-экспериментальных исследований, приведенными в научно-технической литературе, опубликованной в открытой печати.

### **Публикации.**

Основные результаты исследований опубликованы в 6 статьях, в журналах, рекомендованных высшей аттестационной комиссией (ВАК) при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации.

### **Апробация работы.**

Основные научные результаты, изложенные в диссертационной работе, были доложены в рамках 5 российских и международных конференций и семинарах: XLVIII Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» 2022 г. МАИ, Конференция «Гидравлика 2023» 2023 г. МГТУ им. Баумана, 22-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» 2023 г. МАИ, I Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» 2024 г. МАИ, 23-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» 2024 г. МАИ.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав основного текста, заключения, списка литературы и списка иллюстративного материала. Общий объем диссертационной работы составляет 115 страниц. Работа содержит 56 иллюстраций, 4 таблицы. Список литературы содержит 105 наименований.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обосновывается актуальность и новизна темы диссертационного исследования, формулируются цель работы и задачи

исследования, научная новизна, практическая и теоретическая значимость, положения, выносимые на защиту, достоверность полученных результатов, сообщаются сведения об апробации работы и публикациях автора, излагаются объем и структура диссертации.

**В первой главе** представлен аналитический обзор литературных источников, где рассматриваются области применения осевых насосов и их особенности в авиакосмической отрасли, подобие насосов и их классификация по быстроходности, описано устройство и принцип действия осевого насоса, структура течения, кавитационные и напорные характеристики и методы их определения.

В авиакосмической отрасли высокооборотные осевые и центробежные насосы стали преимущественными видами лопастных машинных агрегатов, используемых в системах питания ЖРД, а также в самолетных гидравлических системах. Осевые насосы нашли свое применение в составе бустерных турбонасосных агрегатах (БТНА) отечественных ЖРД, а также турбонасосных агрегатов (ТНА), например в зарубежных двигателях Raptor и J-2. Они отличаются простотой конструкции, имеют малые массы и габариты, обладают высокой экономичностью. Их высокая угловая скорость вращения (от 300 до 6000 рад/с) может быть обеспечена приводом как от газовых или гидравлических турбин, так и от высокооборотных электрических машин. Одним из требований к высокооборотным насосам является многорежимность, т. е. в ходе эксплуатации они должны работать в широком диапазоне режимов по расходам и частоте вращения.

Основной проблемой осевых насосов низкой быстроходности является форма их энергетических характеристик. В большинстве случаев они имеют западающие (немонотонные) кривые, что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания может распространяться вплоть до значений расходов  $0,6\text{--}0,8 Q_n$  (где  $Q_n$  – номинальный расход насоса, м<sup>3</sup>/с). Форма энергетических характеристик осевых насосов с западающим участком показана на рисунке 2. На напорной и мощностной характеристике находится “завал” на

левой части характеристики (показано красным). Начало “завала” напорной характеристики показано зеленым, а окончание синим. Начало “завала” – уменьшение величины перепада давления (напора) при уменьшении расхода насоса. Окончание “завала” – увеличение величины перепада давления (напора) при увеличении расхода насоса.

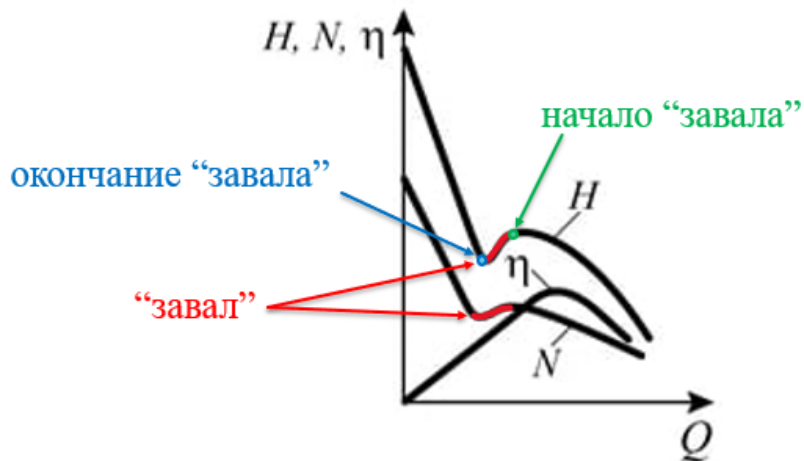


Рисунок 2 – Форма характеристик насоса с высокой быстроходностью

Методы борьбы с немонотонностью в литературе недостаточно изучены и в основном сосредоточены на изменении геометрических параметров рабочего колеса и оптимизации проточной части насоса. Одними из перспективных методов могут являться установка на входе в насос входных лопаточных устройств (ВЛУ), обеспечивающих закрутку потока на входе в насос, или надроторных устройств (НрУ). Существует ограниченное количество исследований, посвященных применению различных входных и надроторных устройств, применяемых для исправления формы напорной характеристики осевого насоса.

В литературе авторы не приводят конструктивных рекомендаций по использованию НрУ, например таких как, количество и угол наклона проточек. Не показан выбор оптимальной конструкции НрУ. Также в литературе плохо изучено влияние надроторных устройств на кавитационные характеристики. Поэтому в диссертационной работе приведены исследования влияния длины, количества и угла наклона проточек НрУ.

Влияние предварительной закрутки всего входного потока было в основном изучено на центробежных насосах и в меньшей степени на осевых. В осевых

насосах исследование ВЛУ было направлено на установку пилонов на входе в насос под различными углами, которые закручивают весь входной поток. Однако авторы не приводят рекомендации по их количеству, а также слабо изучено влияние ВЛУ на кавитационные характеристики. Периферийные сечения межлопастного канала осевых рабочих колес насосов являются наиболее напорными и играют важную роль в образовании зоны западания напорной характеристики. Исследование влияния закрутки потока на входе на периферийных сечениях осевого насоса проведено не было. Поэтому в данной работе проведены исследования влияния установки ВЛУ на периферии входной магистрали насоса с различным числом лопаток на напорные и кавитационные характеристики.

Во второй главе представлено описание экспериментальной установки, методы обработки результатов испытаний, энергетические и кавитационные характеристики объекта исследований без доработок. Показано, что напорная характеристика объекта исследования не монотонная и имеет западающий участок, который находится в диапазоне  $Q/n$  от 11,5 до 7,8 (л/ч)/(об/мин). Для проведения сравнительного анализа результатов исследований разработана методика обработки экспериментальных данных (в графическом виде представленная на рисунке 3) которая позволяет определить величину западания напорной характеристики осевого насоса.

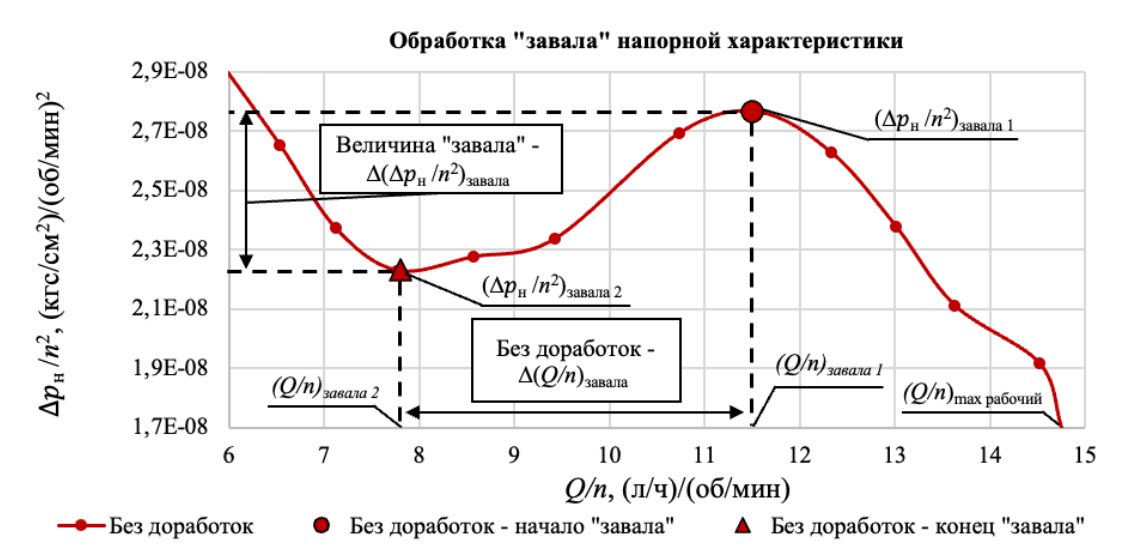


Рисунок 3 – Методика определения величины “завала” напорной характеристики

В третьей главе представлены экспериментальные исследования надроторных устройств с осевыми и наклонными проточками. Исследованные НрУ представляют собой осевые (НрУОП) или наклонные (НрУНП) проточки, расположенные на периферии входной части насоса. На рисунке 4 показан эскиз исследуемого надроторного устройства, где  $L$  – это длина проточки, а  $X$  – количество проточек.

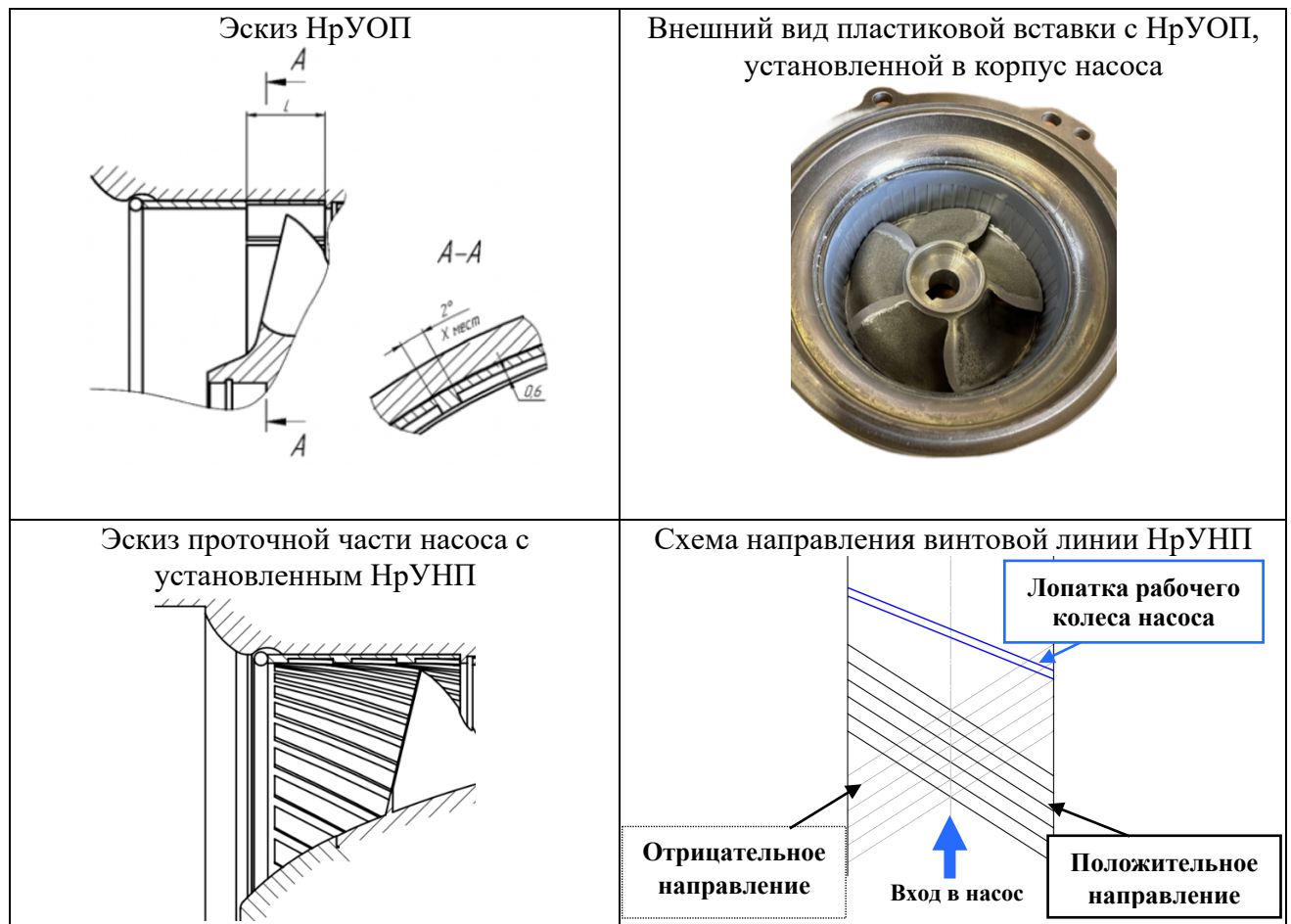


Рисунок 4 – Эскиз и схема расположения проточки над ротором

Показано влияние количества проточек надроторного устройства на напорные и кавитационные характеристики при постоянной длине и определено оптимальное количество проточек, результаты представлены на рисунках 5 и 6. Так как проточки в локальных зонах, расположенных по окружности, увеличивают радиальный зазор рабочего колеса насоса на величину ее глубины, дополнительно на рисунке 5 приведены результаты кавитационных испытаний насоса с увеличенным радиальным зазором. Радиальный зазор между ротором и корпусом насоса увеличивался по осевому расстоянию до бандажа, а увеличение зазора

достигалось путем увеличения диаметра корпуса. Относительный радиальный зазор (отношение величины радиального зазора к высоте лопатки шнека на входе) увеличен до  $\bar{\Delta} = 0,08$ , в штатном исполнении он составляет  $\bar{\Delta} = 0,023$ .

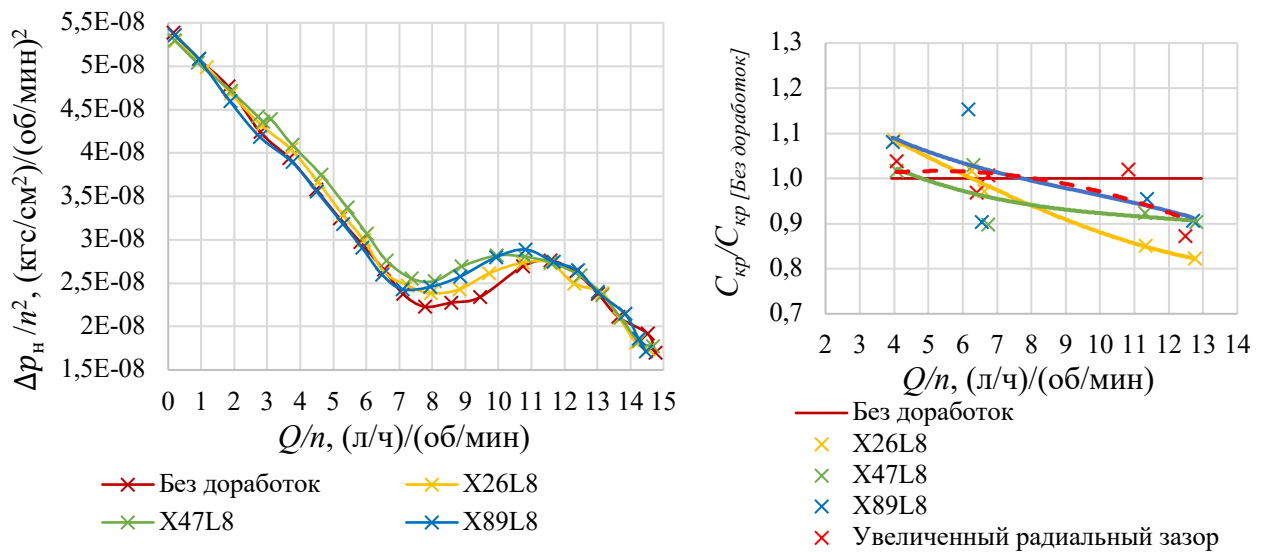


Рисунок 5 – Универсальная напорная и срывная характеристика (по падению  $\Delta p_n/n^2 > 10\%$ ) насоса с НрУОП при различном X и постоянной L

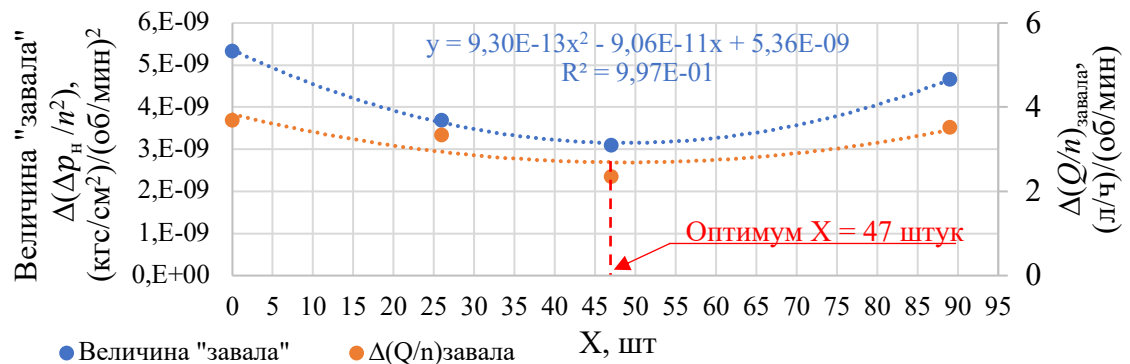


Рисунок 6 – Влияние количества проточек на величину “завала” при постоянной длине ( $L = 8 \text{ мм}$ )

Исходя из полученных данных сделан вывод, что оптимальное число проточек НрУОП  $X$  равняется 47 штук. Насос с НрУОП X47L8 показал наименьшую величину “завала” и наибольший рабочий диапазон. Надроторное устройство с длиной проточек  $L = 8 \text{ мм}$  не устраняет западание напорной характеристики, но увеличивает напор в зоне западания, не оказывая влияния на КПД агрегата.

Из результатов кавитационных испытаний сделан вывод, что при уменьшении количества проточек ( $X$ ) кавитационные характеристики насоса

ухудшаются. Кавитационная характеристика насоса с увеличенным радиальным зазором качественно и количественно имеет совпадения с характеристиками насоса с установленными НрУОП Х89Л8. Стоит отметить, что НрУОП с наибольшим количеством проточек ( $X = 89$  шт.) обладает лучшими антикавитационными качествами по сравнению со всеми исследуемыми вариантами количества проточек. Вынесено предположение, что улучшение антикавитационных качеств насоса с НрУ на низких расходах (при  $Q/n$  ниже 7 (л/ч)/(об/мин)), связано с влиянием проточек на величину и интенсивность обратных токов.

Показано влияние осевой длины проточек ( $L$ ) на напорные и кавитационные характеристики при оптимальном их количестве ( $X$ ). Исследовано четыре вида НрУОП с  $L = 8, 12, 20, 27$  мм и  $X = 47$  шт. Определена оптимальная длина осевых проточек, позволяющая полностью устранить западание напорной характеристики осевого насоса, результаты представлены на рисунках 7 и 8. Оптимальная относительная длина проточки ( $L/d_{вх}$ , где  $d_{вх}$  – диаметр входа в насос) надроторного устройства при оптимальном количестве проточек составляет  $L/d_{вх} > 0,25$ .

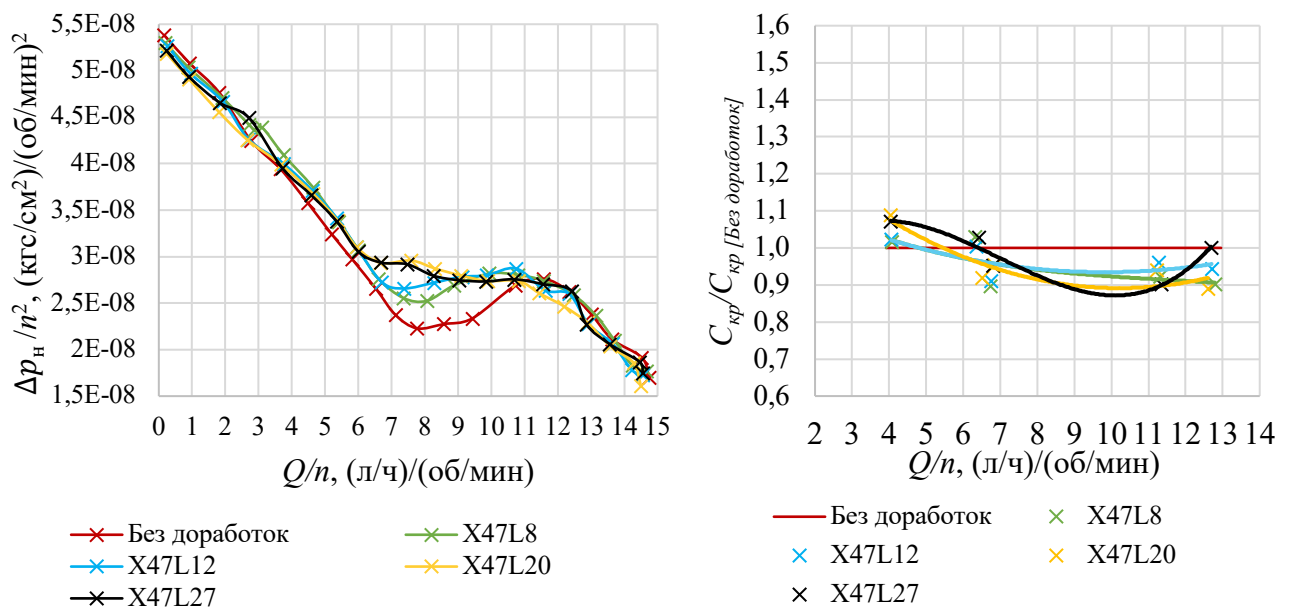


Рисунок 7 – Универсальная напорная и срывная характеристика (по падению  $\Delta p_n / n^2 > 10\%$ ) насоса с НрУОП при различной  $L$  и  $X = 47$  шт.

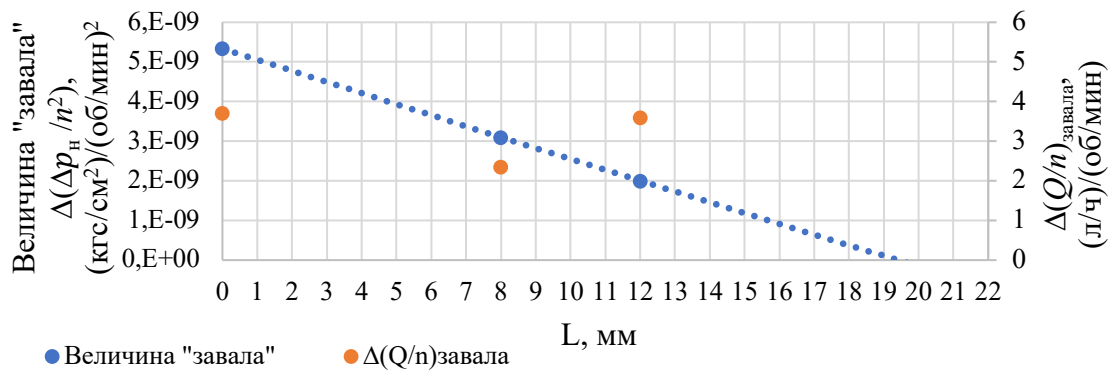


Рисунок 8 – Влияние длины проточек на величину “завала” при оптимальном количестве  $X = 47$  шт.

Показано влияние угла наклона проточек ( $S$ ) на напорные и кавитационные характеристики при оптимальном количестве ( $X$ ) и длине проточек ( $L$ ). Угол наклона проточки задавался шагом винтовой линии ( $S = 145, 290, 435, 580$  и  $-435$  мм, где знак  $(-)$  означает отрицательное направление вращения винтовой линии, схема определения направления показана на рисунке 4). Результаты представлены на рисунках 9 и 10.

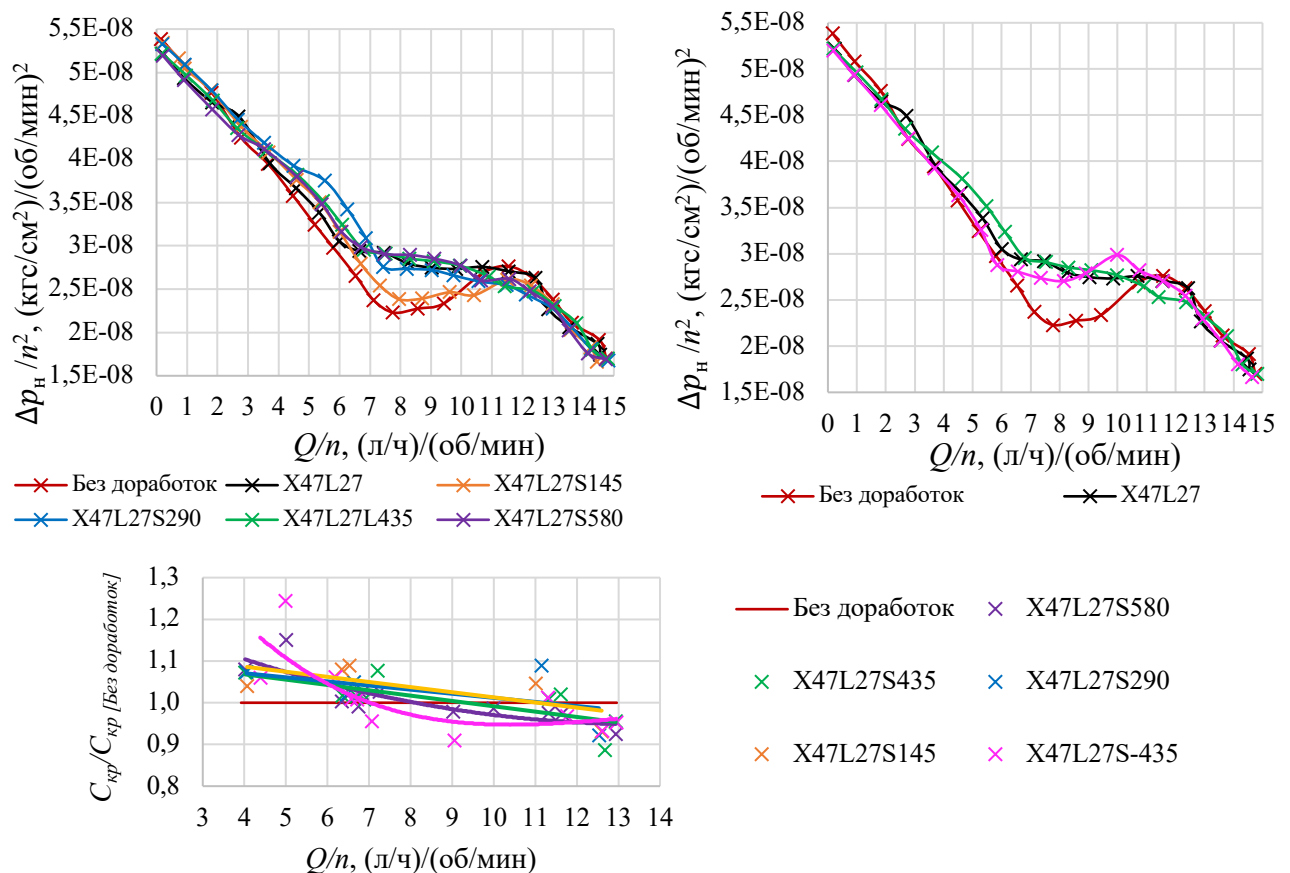


Рисунок 9 – Универсальная напорная и срывная характеристика (по падению  $\Delta p_n / n^2 > 10\%$ ) насоса с НрУНП.

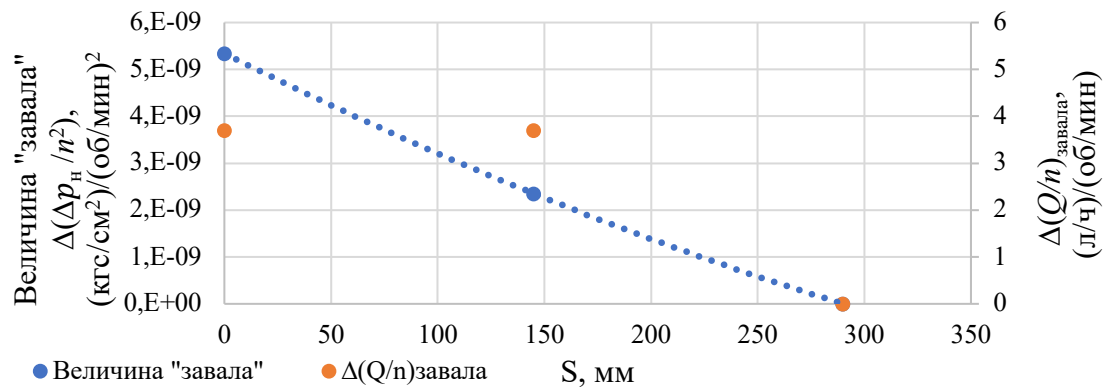


Рисунок 10 – Влияние угла наклона проточек на величину “завала” при оптимальном количестве (X) и длине (L)

Исходя из полученных результатов, видно, что надроторное устройство X47L27S435 показало наиболее монотонную напорную характеристику, но в диапазоне режимов по  $Q/n$  выше 10,5 (л/ч)/(об/мин) и ниже 12,5 (л/ч)/(об/мин) напор насоса ниже, чем у варианта насоса с осевой проточкой X47L27. Стремление проточек к осевому положению приводит к уменьшению величины западания напорной характеристики, а при шаге винтовой линии более чем 290 мм “завал” напорной характеристики ликвидируется. При изменении направления вращения винтовой линии напорная характеристика теряет монотонность. Но, относительно геометрии насоса без доработок, видно, что, надроторное устройство увеличивает напор в зоне западания напорной характеристики и смещает начало “завала” на меньшие расходы.

По результатам исследований показанных в главе 3 сделаны выводы:

1. Установка НрУ с осевыми или наклонными проточками может полностью устранять “завал” или сдвигать начало “завала” напорной характеристики на более низкие расходы, а также незначительно ухудшать КПД агрегата (не более 2% на режиме максимума КПД), а установка оптимального надроторного устройства не оказывает отрицательного влияния на КПД;

2. Осевые проточки при  $Q/n < 7$  (л/ч)/(об/мин) проточки улучшают кавитационные характеристики, а при  $Q/n > 7$  (л/ч)/(об/мин) ухудшают. В свою очередь наклонные проточки в большем диапазоне расходов не оказывают отрицательного влияния на кавитационные характеристики.

При  $Q/n < 9$  (л/ч)/(об/мин) наклонные проточки улучшают кавитационные характеристики, а при  $Q/n > 9$  (л/ч)/(об/мин) ухудшают;

3. При увеличении шага винтовой линии проточек и стремлении их к осевому положению уменьшается величина западания напорной характеристики, при шаге винтовой линии проточек более чем 290 мм “завал” напорной характеристики ликвидируется;

4. Для исправления формы напорной характеристики осевых насосов на монотонно падающую необходимо применять надроторное устройство с осевой длиной проточки равной  $L/d_{ex} > 0,25$  и густотой для осевых проточек  $\tau > 3,74$ , а для наклонных проточек  $\tau = 5,5 \dots 5,8$ ;

5. Оптимальным НрУ для исправления напорной характеристики исследуемого осевого насоса является Х47Л27, так как приведенный перепад, на всех режимах по  $Q/n$ , не ниже исходной геометрии, напорная характеристика приобретает монотонно падающий вид, а также осевые проточки проще в изготовлении по сравнению с наклонными;

Несмотря на некоторое ухудшение кавитационных характеристик, установка оптимального надроторного устройства делает насос более стабильным и многорежимным. Такие надроторные устройства можно применять как в БТНА ЖРД, так и в самолетных топливных системах подачи при необходимости, для исправления напорных характеристик.

**В четвертой главе** представлены экспериментальные исследования влияния предварительной закрутки потока в периферийных сечениях осевого насоса на входе при помощи входных лопаточных устройств различной густоты на напорные и кавитационные характеристики. Даны рекомендации по их применению в сравнении с оптимальным надроторным устройством.

Исследованное ВЛУ представляет собой лопаточную решетку, установленную на периферии входной магистрали насоса, эскиз и место его установки показано на рисунке 11, где РК – рабочее колесо насоса. Рассмотрены варианты ВЛУ с числом лопаток  $z = 72, 41$  и  $24$  шт. и густотой равной  $3, 2$  и  $1$

соответственно. Напорные и кавитационные характеристики, полученные в результате проведенных испытаний показаны на рисунке 12.

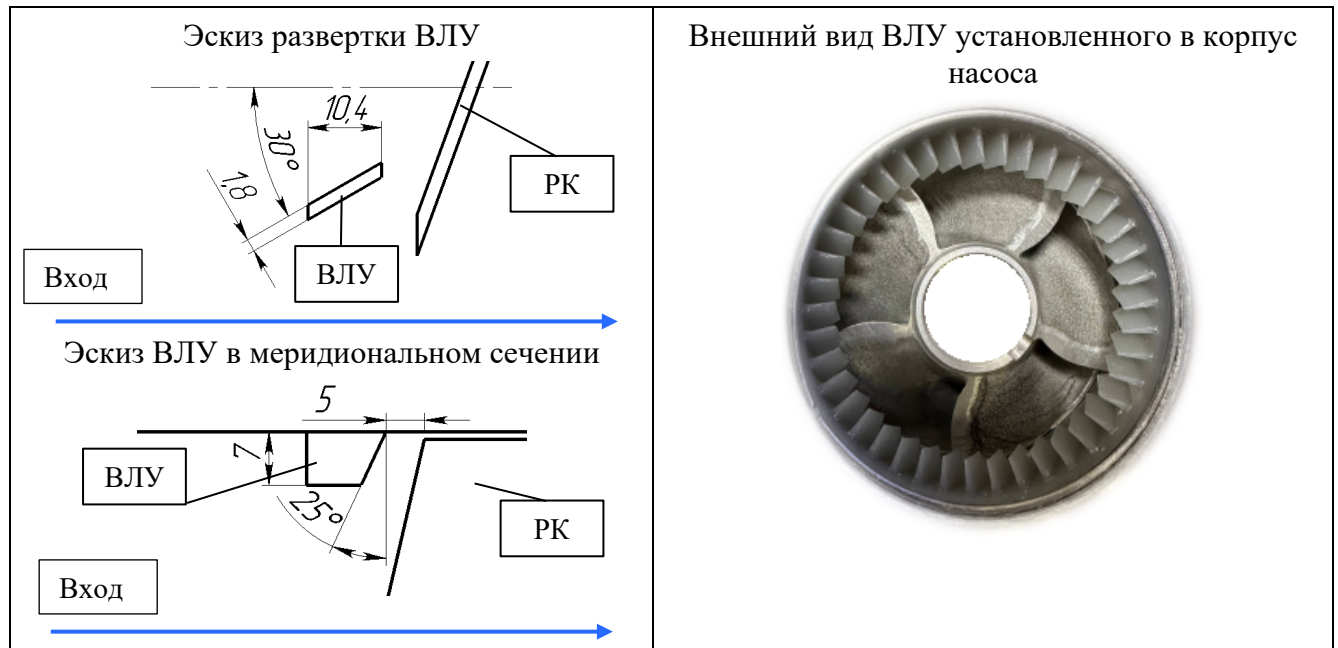


Рисунок 11 – Эскиз и схема расположения ВЛУ

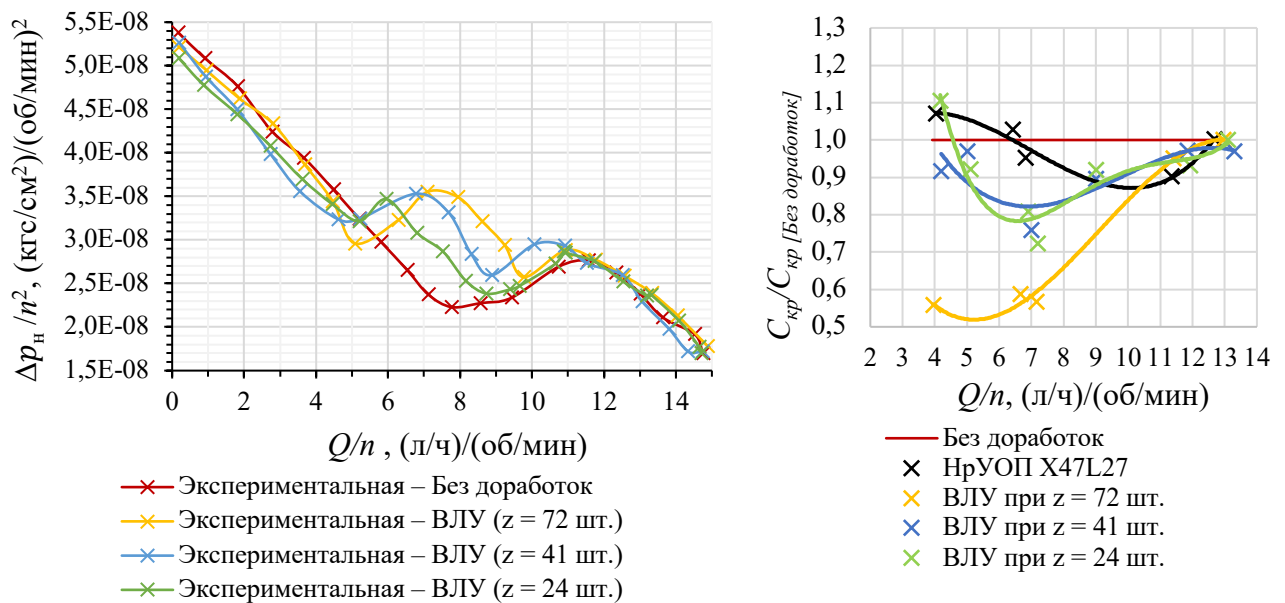


Рисунок 12 – Универсальная напорная и срывная характеристика (по падению  $\Delta p_n / n^2 > 10\%$ ) насоса с ВЛУ.

При установке ВЛУ, видно, что в зоне западания увеличивается напор насоса, но напорная характеристика приобретает дополнительную неравномерность в виде двух участков снижения напора. Эти участки начинаются при разной величине  $Q/n$  в зависимости от количества лопаток ВЛУ. Дополнительная неравномерность напорной характеристики приводит к увеличению нерабочего участка, что

накладывает дополнительные ограничения при многорежимном использовании насоса. Увеличение числа лопаток ВЛУ приводит к ухудшению антикавитационных качеств насоса на режимах по  $Q/n < 11$  (л/ч)/(об/мин), а на режимах по  $Q/n > 11$  (л/ч)/(об/мин) влияние числа лопаток не обнаружено.

Для более полного изучения влияния кавитации на напорные характеристики осевого насоса с применением оптимального НрУ и различных ВЛУ приведены зависимости величины  $C_{кр}$  от  $Q/n$  при  $p_{вх} = const$  и представлены на рисунке 13. Определено, что в зоне западания напорной характеристики при  $p_{вх} = const$  и установке НрУ или ВЛУ ухудшаются антикавитационные качества насоса, ухудшение антикавитационных качеств насоса в зоне западания напорной характеристики коррелирует с увеличением напора насоса при установке различных ВЛУ и оптимального НрУ.

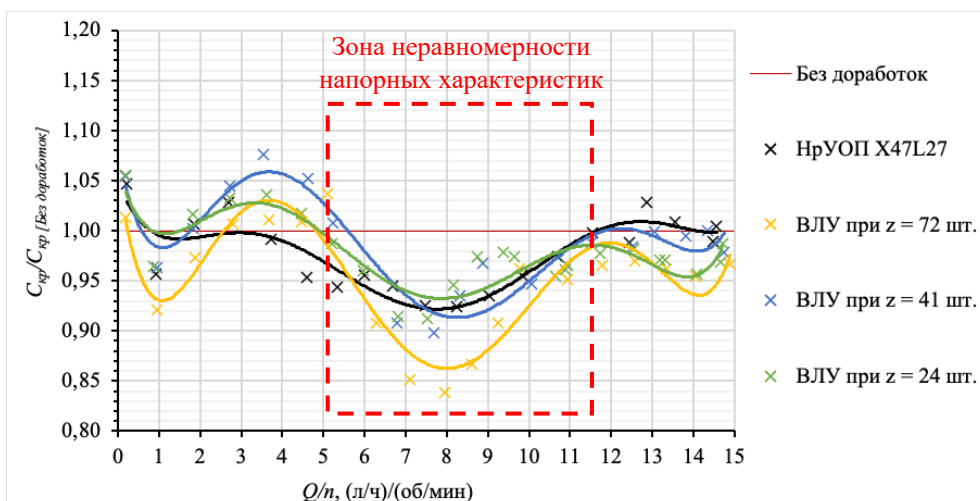


Рисунок 13 – Кавитационные характеристики насоса с оптимальным НрУ и различными ВЛУ при  $p_{вх} = const$  в приведенном виде

В результате проведенных экспериментальных исследований сделаны следующие выводы:

1. ВЛУ значительно увеличивает напор насоса в локальной зоне западания напорной характеристики, но не устраняет западание напорной характеристики и приводит к дополнительной неравномерности в виде двух участков снижения напора.

2. Увеличение количества лопаток (густоты) ВЛУ смещает локальную зону увеличения напора насоса вправо по характеристике, на большие расходы.

3. Установка ВЛУ смещает начало “завала” напорной характеристики на меньшие расходы что увеличивает рабочий диапазон насоса от максимального расхода.

4. Установка ВЛУ уменьшает полный КПД насоса на режиме максимума КПД не более чем на 2 %, а также увеличивает полный КПД на левой части характеристики в зоне западания напорной характеристики.

5. Установка ВЛУ и увеличение количества лопаток ведет к существенному ухудшению антикавитационных качеств насоса.

6. Для многорежимных насосов предпочтительнее использовать оптимальное НрУ, так как его установка полностью устраняет западание напорной характеристики. Применение ВЛУ возможно для увеличения напора насоса в локальной зоне, если это позволяет требуемый кавитационный запас.

**В пятой главе** при помощи метода численного моделирования показано влияние входных лопаточных и надроторных устройств на внутренний КПД и мощность насоса, а также на длину распространения обратных токов во входной магистрали насоса.

Расчет энергетических характеристик насоса проводился путём решения осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса в нестационарной постановке в программном пакете ANSYS CFX. Для валидации расчетных моделей проведено сравнение универсальных напорных характеристик, полученных методом численного моделирования с характеристиками, полученными на экспериментальном стенде.

В результате проведенных расчетов были получены напорные, мощностные и КПД характеристики насоса, показанные на рисунке 14. Определено, что рост перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением мощности. В случаях установки оптимального НРУ или ВЛУ при  $z = 72$  и 24 шт., увеличение перепада давления практически соответствует величине увеличения мощности, в результате чего КПД остается практически неизменным. При установке ВЛУ при  $z = 41$  шт. перепад увеличивается в большей степени чем

мощность и вследствие чего происходит увеличение КПД на 3-5 % в зависимости от расхода в диапазоне  $Q/n$  от 5 до 11 (л/ч)/(об/мин).

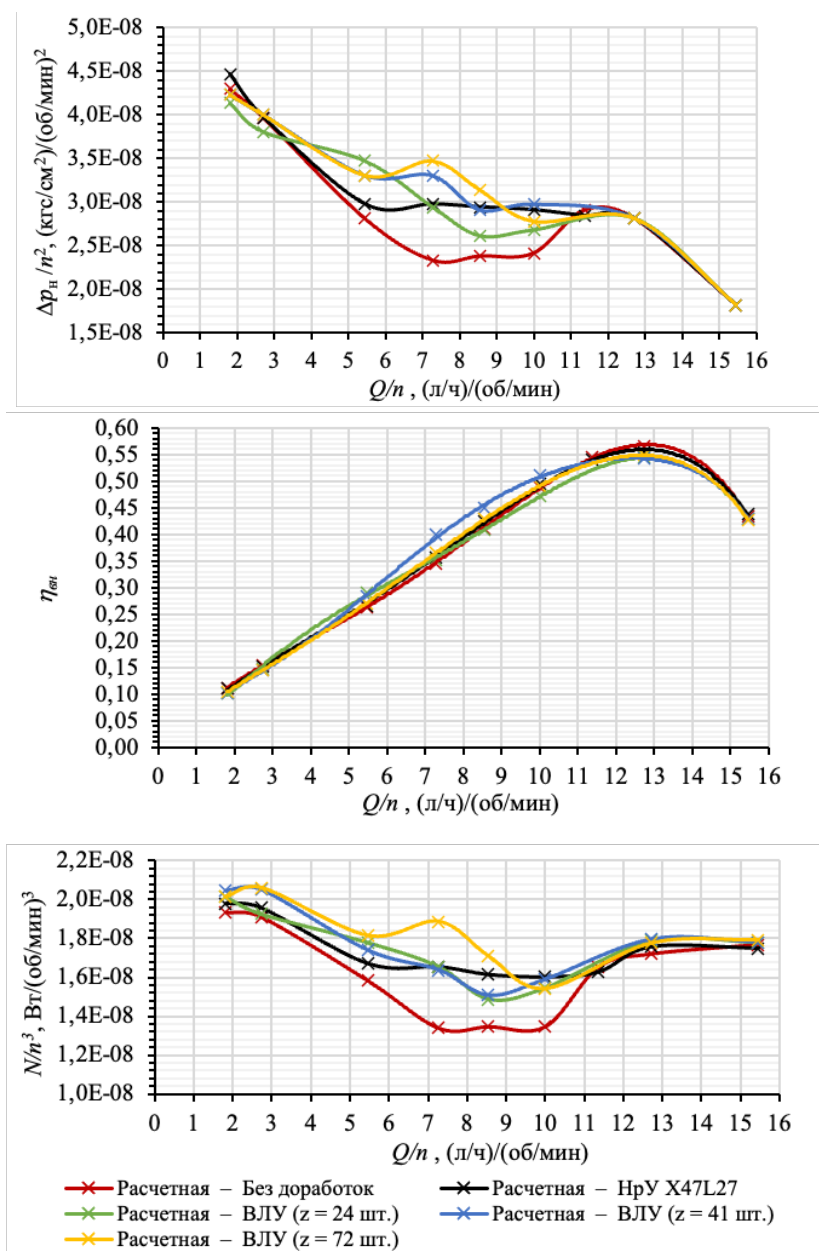


Рисунок 14 – Энергетические характеристики исследованных вариантов насоса, полученные методом численного моделирования

Приведены результаты исследования длины распространения и относительных площадей зон обратных токов во входной магистрали насоса, приведено сравнение с экспериментальными результатами отечественных и зарубежных авторов на рисунках 15-16. Длина зоны обратного течения определялась по сечениям, которые располагаются во входной магистрали на различных расстояниях от входной кромки лопаток рабочего колеса насоса.

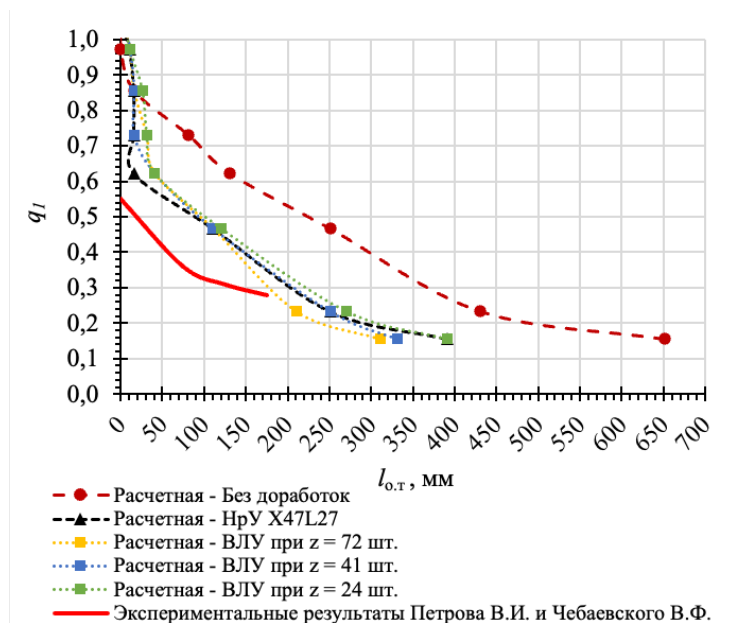


Рисунок 15 – График влияния установки ВЛУ и НрУ на длину распространения зоны обратных токов

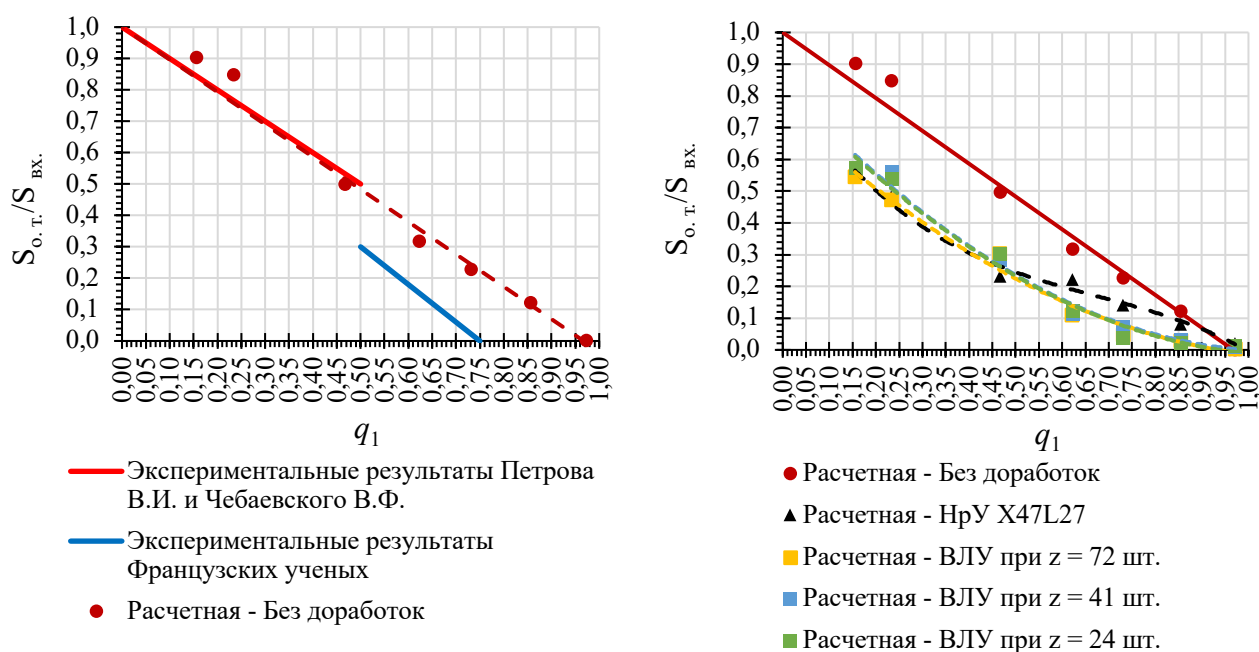


Рисунок 16 – Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра  $q_1$

На рисунке 17 представлен метод обработки результатов расчетов, который позволяет с достаточной точностью определить начало образования обратных токов на входе в осевое рабочее колесо насоса и благодаря которому удалось продлить линию, полученную российскими учеными, представленную на рисунке 16. Площадь обратного течения ( $S_{o.m.}$ ) при проведении исследования методом численного моделирования вычислялась как средняя площадь обратного

течения на сечениях, расположенных по всей входной магистрали насоса (рисунок 17), а площадь входа ( $S_{ex}$ ) определялась непосредственно на входе в лопатки рабочего колеса.

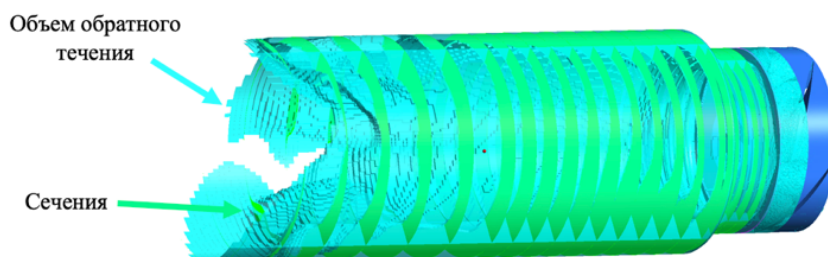


Рисунок 17 – Метод определения длины распространения обратных токов

Проведенное методом численного моделирования исследование позволило сделать следующие выводы:

1. Рост величины перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением мощности насоса, изменение которой, в свою очередь, происходит из-за влияния НрУ и ВЛУ на величину и интенсивность обратных токов, а также за счет увеличения момента сил трения обратных токов  $M_{тр}$ , при установке различных НрУ или ВЛУ во входном патрубке;

2. Установка НрУ или ВЛУ приводит к уменьшению величины и интенсивности обратных токов на входе с уменьшением расходного параметра  $q_1 < 0,85$ ;

3. При установке НрУ или ВЛУ уменьшается статическое давление на входе в лопатки рабочего колеса что приводит к возникновению кавитации. Кавитационные явления возникают и в обратных токах, что уменьшает их интенсивность, следовательно, кавитационные явления приводят к повышению напора насоса. Данное утверждение подтверждают результаты, полученные в главе 3 и 4, где повышение перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается уменьшением величины  $C_{кр}$  (при  $p_{ex} = const$ );

4. Оптимальная геометрия НрУ не влияет на величину максимального КПД насоса, а установка ВЛУ с различным числом лопаток уменьшает максимальный КПД примерно на 2 %.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей диссертационной работе проведено комплексное экспериментальное и расчетно-теоретическое исследование методов улучшения напорной характеристики осевых насосов с западающим участком. Разработаны и проанализированы варианты геометрии надроторных и входных лопаточных устройств, определено их влияние на энергетические характеристики, величину и интенсивность обратных токов, а также на антикавитационные качества осевого насоса. Приведены рекомендации по управлению формой напорной характеристики насосов с осевыми рабочими колесами при помощи исследованных методов. Представлены практические рекомендации по исправлению формы напорной характеристики осевых насосов с западающим участком на монотонно падающую. Заложены основы для разработки методики прогнозирования и управления напорными характеристиками осевых насосов при помощи входных и надроторных устройств путем формирования и наполнения экспериментальной базы данных.

В результате проведенного диссертационного исследования сформулированы следующие выводы:

1. Проведенный аналитический обзор литературы позволил установить актуальность проблемы исправления напорной характеристики и практическую значимость исследования. Было выявлено что одним из перспективных методов борьбы с западанием энергетических характеристик осевых насосов является установка входных лопаточных или надроторных устройств.

2. Представлена методика обработки экспериментальных данных, позволяющая определить величину западания напорной характеристики осевого насоса, для проведения сравнительного анализа результатов исследований.

3. Экспериментальные исследования осевого насоса с надроторным устройством показали, что варьирование геометрических параметров, таких как длина, угол наклона и количество проточек позволяет управлять напорной характеристикой. Установка надроторного устройства позволяет увеличивать напор насоса в зоне западания и сдвигать начало “завала” напорной характеристики

на более низкие расходы, расширяя при этом рабочий диапазон от максимального расхода. Определено, что для исправления формы напорной характеристики осевых насосов, с западающим участком, на монотонно падающую необходимо применять надроторное устройство с осевой длиной проточки равной  $L/d_{ex} > 0,25$  и густотой для осевых проточек  $\tau > 3,74$ , а для наклонных проточек  $\tau = 5,5 \dots 5,8$ . Несмотря на некоторое ухудшение кавитационных характеристик, установка оптимального надроторного устройства делает насос более стабильным и многорежимным.

4. Экспериментальные исследования предварительной закрутки входного потока на периферийных сечениях осевого насоса показали, что установка входных лопаточных устройств значительно увеличивает напор насоса в локальной зоне напорной характеристики, но не устраняет ее западание, а также приводит к дополнительной неравномерности в виде двух участков снижения напора и ведет к существенному ухудшению антикавитационных качеств насоса. Установлено, что увеличение густоты входного лопаточного устройства смещает локальную зону увеличения напора насоса на большие расходы, что позволяет управлять напорной характеристикой. Применение входных лопаточных устройств возможно при необходимости увеличить напор осевого насоса в локальной зоне, если это позволяет требуемый кавитационный запас.

5. Благодаря использованию численного метода проведения исследования удалось продлить линию зависимости относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра  $q_1$ , полученную российскими учеными и определить, что обратные токи начинают образовываться при  $q_1 < 0,97$ . Установлено, что установка надроторных или входных лопаточных устройств способствует уменьшению величины и интенсивности обратных токов на входе с уменьшением расходного параметра  $q_1 < 0,85$ . Выявлено, что рост величины перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением внутренней мощности насоса и уменьшением величины кавитационного коэффициента быстроходности. Изменение мощности происходит из-за влияния надроторных и входных лопаточных устройств на величину и интенсивность

обратных токов, а также за счет увеличения момента сил трения обратных токов, при установке различных устройств во входной магистрали. Кавитационные явления, возникающие в обратных токах, так же способствуют уменьшению их интенсивности и приводят к повышению напора насоса.

Применение предложенных в диссертационной работе надроторных и входных лопаточных устройств позволяет без кардинальной переработки конструкции осевого насоса достигнуть требуемых значений напора. Использование оптимального надроторного устройства делает насос многорежимным, что позволяет применять его как в БТНА ЖРД, так и в самолетных топливных системах авиационных двигателей.

### **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

**Публикации в научных изданиях, входящих в перечень ВАК при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации и приравненных к ним:**

1. Шоронов С.В., Тимушев С.Ф. Сравнительный анализ методов увеличения напора осевых насосов низкой быстроходности систем питания двигателей летательных аппаратов // Сибирский аэрокосмический журнал. 2025. Т. 26, № 1. С. 126–137.
2. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса с учетом влияния на антикавитационные качества // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024г. № 12. С. 70-79.
3. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства с осевыми и наклонными проточками на кавитационные характеристики осевого насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024 г. № 10. С. 85-95.
4. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024 г. № 5. С. 78-89.
5. Шоронов С.В., Ромашко Р.В., Казеннов И.С. Влияние вида отвода и его расположения на энергетические характеристики и расчетный диаметр шнекового насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2023 г. № 1. С. 76-84.
6. Шоронов С.В. Оптимизация напорных характеристик осевых насосов низкой быстроходности в системах питания двигателей летательных аппаратов с

применением входных и надроторных устройств // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 2. С. 147-154.

**Другие статьи и публикации международных и всероссийских конференций:**

1. Шоронов С.В. Доклад // Методы увеличения напора в зоне западания напорной характеристики осевых насосов // 23-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» 2024 г. город Москва, МАИ. Сборник тезисов. С. 99-100.
2. Шоронов С.В. Доклад // Влияние установки лопаточного входного устройства на напорные характеристики осевого насоса // L Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» 2024 г. город Москва, МАИ. Сборник тезисов. С. 97;
3. Шоронов С.В., Казеннов И.С. Доклад // Влияние установки надроторного устройства на кавитационные характеристики осевого насоса // 22-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» 2023 г. город Москва, МАИ. Сборник тезисов. С. 112-113;
4. Шоронов С.В., Казеннов И.С. Истомин Е.А. Доклад // Влияние установки надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса // Конференция «Гидравлика 2023» 2023 г. город Москва, МГТУ им. Баумана;
5. Шоронов С.В., Ромашко Р.В. Доклад // Влияние расположения шнека относительно спирального отвода // XLVIII Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» 2022 г. город Москва, МАИ. Сборник тезисов. С. 145-146.