

На правах рукописи

УДК 621.671

ОБОЛОНСКАЯ ЕЛЕНА МИХАЙЛОВНА

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ
СМЕННЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ
МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЯНЫХ НАСОСОВ

Специальность 2.5.10 – «Гидравлические машины, вакуумная,
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук



Воронеж – 2026

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Воронежский государственный технический университет» на кафедре нефтегазового оборудования и транспортировки.

Научный руководитель: профессор, доктор технических наук,
заведующий кафедрой нефтегазового
оборудования и транспортировки
ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет»
Валюхов Сергей Георгиевич

Официальные оппоненты: профессор, доктор технических наук,
профессор Высшей школы
энергетического машиностроения
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого»
Жарковский Александр Аркадьевич

кандидат технических наук,
доцент кафедры гидромеханики
и гидравлических машин
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»»
Лямасов Александр Константинович

Ведущая организация: Общество с ограниченной
ответственностью «Управляющая
компания "Группа ГМС"»

Защита диссертации состоится «03» июня 2026 г. в 16.30 на заседании Диссертационного совета 24.2.331.22 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте <http://www.bmstu.ru>.

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, ул. 2-ая Бауманская, д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан « » 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.331.22
д.т.н., доцент



А.В. Шакуров

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение энергоэффективности является стратегической государственной задачей, регламентированной Федеральным законом № 261-ФЗ. Для ПАО «Транснефть» ее решение критически важно, поскольку насосные агрегаты магистральных нефтепроводов потребляют до 14 млрд кВт·ч ежегодно (около 56,7 млрд руб.), что составляет 89% от общего энергопотребления компании.

Одним из мероприятий Программы энергосбережения ПАО «Транснефть», ведущим к решению задачи энергосбережения, является оптимизация процесса перекачки нефти, в том числе и за счет повышения КПД насосов. Актуальность этого направления обусловлена особенностями эксплуатации трубопроводов: насосы должны работать с переменной производительностью при сохранении номинального напора, что часто приводит к работе в неоптимальных режимах.

Техническим решением является использование сменных рабочих колес (роторов) на 0,5; 0,7 и 1,25 номинального расхода. Однако установка такого колеса в базовый корпус без модификации направляющего аппарата (НА) вызывает дополнительные гидродинамические потери из-за нерасчетного обтекания лопаток НА. Следовательно, для достижения максимального КПД на каждом эксплуатационном режиме необходим сменный НА с геометрией, адаптированной под конкретный поток.

Таким образом, разработка научно обоснованной методики проектирования сменных направляющих аппаратов является важной практической задачей, решение которой позволит реализовать значительный потенциал энергосбережения в магистральном транспорте нефти.

Объект исследования – проточная часть магистральных центробежных насосов, в частности, сменные лопаточные направляющие аппараты.

Предмет исследования – гидродинамические процессы в проточной части насоса и методы оптимизации его геометрии для достижения максимального энергетического КПД.

Целью диссертационной работы является повышение энергетической эффективности магистральных нефтяных насосов за счет разработки методики проектирования и оптимизации сменных лопаточных направляющих аппаратов на основе комплексного применения параметрического моделирования, методов вычислительной гидродинамики (CFD) и математической оптимизации.

Для достижения указанной цели поставлены следующие **задачи**:

1. Анализ влияния углового шага дискретизации на точность определения КПД насоса и разработка на его основе методики планирования вычислительных экспериментов, позволяющей оптимизировать вычислительные затраты при сохранении требуемой точности моделирования.
2. Разработка методики трехмерного параметрического моделирования лопаточного направляющего аппарата и двухзаходного спирального отвода.

3. Верификация и валидация численного моделирования течения жидкости в проточной части магистрального насоса.

4. Формулировка задачи оптимизации геометрических параметров проточной части магистрального насоса с лопаточным направляющим аппаратом.

5. Экспериментальная проверка адекватности разработанной методики.

6. Разработка практических рекомендаций по выбору геометрических параметров лопаточного направляющего аппарата для повышения энергетической эффективности магистральных насосов.

Методы исследования. Для решения поставленных задач в работе применяется комплексный подход, интегрирующий методы параметризации трехмерной геометрии, вычислительной гидродинамики (CFD), математической оптимизации, с последующим подтверждением адекватности разработанной методики путем экспериментальной верификации.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Получена аналитическая зависимость оптимального коэффициента скорости на входе лопаточного направляющего аппарата от коэффициента быстроходности насоса в диапазоне $ns = 130 \dots 185$.

2. Разработана и теоретически обоснована методика планирования вычислительных экспериментов, основанная на анализе влияния углового шага дискретизации на точность определения КПД.

3. Разработана методика трехмерного параметрического моделирования двухзаходного отвода и лопаточного направляющего аппарата магистрального насоса, обеспечивающая интеграцию процессов геометрического моделирования и гидродинамического анализа.

4. Разработана и апробирована методика оптимизации проточной части магистрального насоса, получены оптимальные диапазоны изменения геометрических параметров лопаточных направляющих аппаратов магистрального насоса, обеспечивающие достижение максимального КПД агрегата.

Теоретическая и практическая значимость. Теоретическая значимость работы выражается в развитии и дополнении существующих теоретических представлений по современным методам проектирования магистральных насосов. Практическая ценность работы подтверждена ее применением в процессе разработки и оптимизации проточных частей магистральных насосов. Внедрение полученных результатов позволяет создавать агрегаты с повышенными энергетическими характеристиками при одновременном сокращении сроков проектирования.

Достоверность результатов исследований. Достоверность теоретических результатов подтверждается сопоставлением данных численного моделирования с результатами натурных испытаний на стенде АО «Турбонасос» (г. Воронеж). Достоверность полученной соискателем формулы была подтверждена с помощью корреляционного анализа. Анализ

проводился на основании данных натурных испытаний следующих магистральных насосов с оптимизированными по методике Е.М. Оболонской сменными направляющими аппаратами: МНН2800/210 и МНН4500/220 в корпусе МНН3600, МНН3500/210 и МНН5042/185 в корпусе МНН7000, МНН5000/210 в корпусе МНН10000.

Реализация результатов. Предложенная методика применялась при проектировании сменных лопаточных направляющих аппаратов насосов типа МНН на предприятии АО «Турбонасос» (г. Воронеж).

Положения, выносимые на защиту. Аналитическая зависимость для расчета оптимального коэффициента скорости на входе в сменный лопаточный аппарат магистрального насоса, минимизирующая гидравлические потери. Методика планирования вычислительных экспериментов, основанная на анализе влияния углового шага дискретизации на точность определения КПД, позволяющая оптимизировать вычислительные затраты при сохранении требуемой точности и формирует основу для достоверного определения характеристик центробежных насосов методами стационарного моделирования. Методика параметрического моделирования трехмерной геометрии двухзаходных отводов и лопаточных направляющих аппаратов, обеспечивающая автоматизацию их проектирования. Методика оптимизации проточной части, адаптированная для сменных лопаточных направляющих аппаратов магистральных нефтяных насосов и направленная на достижение максимального гидравлического КПД.

Личный вклад автора заключается в непосредственном выполнении численного моделирования, в разработке, алгоритмизации и успешной практической реализации комплексной методики параметрического моделирования, верифицированного CFD-анализа и симплексной оптимизации сменных направляющих аппаратов для ряда магистральных нефтяных насосов, что позволило получить новые геометрические конфигурации, повышающие их гидравлический КПД, и вывести обоснованную эмпирическую зависимость для проектирования.

Апробация результатов работы. Основные положения и результаты докладывались на международных научно-технических конференциях «СИНТ» (2013, 2015, 2017, 2019, 2021 годы) и научно-практическом семинаре «Методы расчета и проектирования центробежных насосов» в МГТУ им. Н.Э. Баумана (2022).

Публикации. Основные результаты научно-квалификационной работы опубликованы в 10 печатных работах, в том числе в 7 журналах, рекомендованных ВАК, и в 1 патенте на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем – 133 страницы, включая 68 рисунков и 21 таблицу. Список литературы содержит 92 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, выбран объект исследования, сформулированы цель и задачи исследования.

В первой главе проведен анализ современного состояния вопроса. Рассмотрены особенности эксплуатации магистральных нефтепроводов, обуславливающие необходимость использования насосов с переменной производительностью. Показано, что применение сменных рабочих колес без соответствующей замены НА приводит к росту гидравлических потерь в отводе. Проанализированы существующие методы проектирования и оптимизации проточных частей (Таблица 1), выявлен недостаток методик, не учитывающих специфику проектирования именно сменных лопаточных направляющих аппаратов (ЛНА) для установки в существующий корпус магистрального насоса. Сделан вывод о необходимости разработки комплексной методики, объединяющей параметризацию геометрии, автоматизированное CFD-моделирование и эффективные алгоритмы оптимизации.

Таблица 1.

Анализ методов оптимизации

Наименование метода	Количество факторов	Количество расчетных точек	Автор
Метод общего поиска	2	42	Оболонская Е.М.
Симплексный метод	2	7	Оболонская Е.М.
	4	17	Оболонская Е.М.
	6	48	Ломакин В.О.
ЛП-тау последовательность	6	31	Чабурко П.С.
		20	Ломакин В.О.
Метод градиентного спуска	6	17	Чабурко П.С.
		19	Ломакин В.О.
Применение суррогатного моделирования	2	9 (в плане) +3 (проверка кандидатов)	Sayed Ahmed Imran Bellary, Abdus Samad
	3	15 (в плане) +3 (проверка кандидатов)	Оболонская Е.М.
	4	27 (в плане) + 3 (проверка кандидатов)	Галдин Д.Н.
Искусственная нейросеть	6	200	Wenjie Wang

Вторая глава посвящена разработке методического аппарата исследования. В ней сформулирована методика планирования вычислительных экспериментов, основанная на анализе влияния углового

шага дискретизации на точность расчета КПД. Разработан алгоритм параметрического моделирования ЛНА и двухзаходного спирального отвода. Проведена верификация и валидация CFD-методов для расчета течения в проточной части магистрального насоса, а также предложена методика 4-факторной оптимизации сменного ЛНА с применением симплекс-метода.

Физически достоверное моделирование перехода потока из вращающейся системы отсчета (рабочее колесо) в неподвижную (лопаточный отвод) представляет собой одну из основных задач расчета проточной части центробежного насоса. Схема на Рисунке 1 демонстрирует взаимное расположение элементов ротора и статора (лопаток рабочего колеса, направляющего аппарата и языка спирального отвода), которое обуславливает нестационарный характер течения в зонах их взаимодействия.

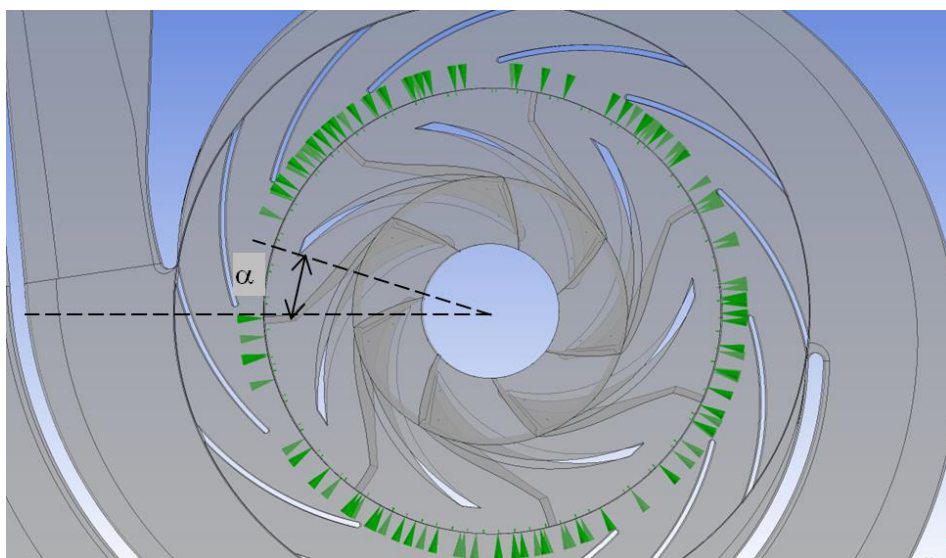


Рисунок 1. Схема взаимного расположения лопаток рабочего колеса, направляющего аппарата и языка спирального отвода

Для количественной оценки влияния относительного положения ротор-статор была выполнена серия расчетов с дискретизацией углового шага 2° .

Результаты, представленные на Рисунке 2, позволяют провести детальный анализ периодической зависимости гидродинамических параметров.

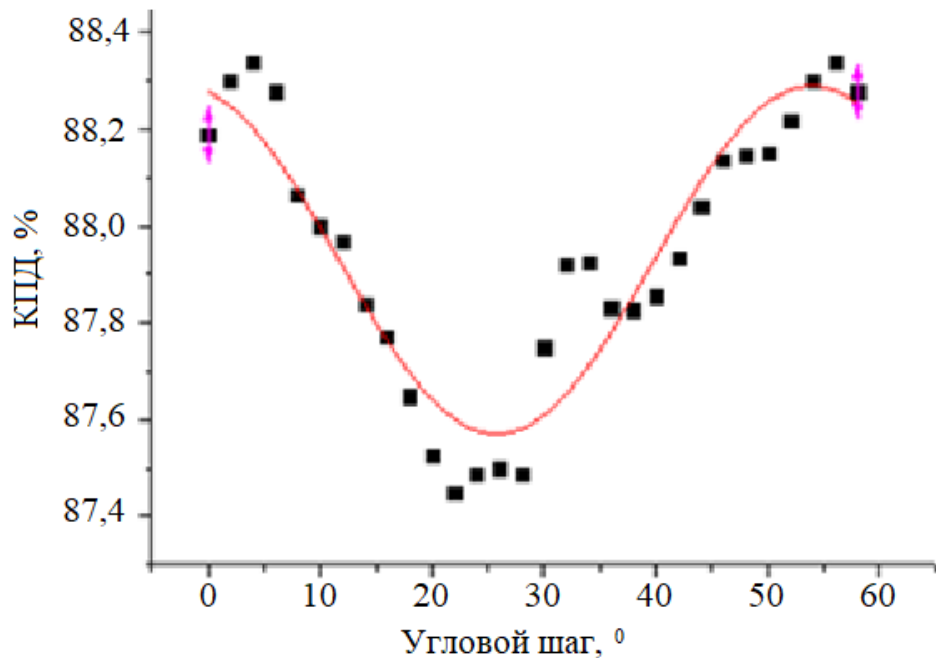


Рисунок 2. Влияние углового шага на гидравлический КПД насоса

Для количественной оценки влияния дискретности углового шага на точность определения гидравлического КПД насоса проведен статистический анализ сходимости средних значений.

Методика исследования, разработанная автором, включала формирование серии выборок x_i с различным угловым шагом из полного массива данных X , полученных в результате CFD-моделирования.

Выборки формировались по алгоритму:

$$x_{i,j} = X_{2 \cdot i \cdot j}, \quad (1)$$

где $x_{i,j}$ – j -ый элемент i -ой выборки, $i \in [1, 14]$; $j \in [1, \text{floor}(\frac{26}{i})]$;

X – матрица, сформированная на основе проведенной серии расчетов гидравлического КПД;

$2 \cdot i$ – угловой шаг i -ой выборки.

Среднее значение гидравлического КПД для i -ой выборки определялось по формуле:

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n_i} \cdot \sum_{m=1}^{n_i} x_{i,m}, \quad (2)$$

где n_i – количество расчетов в i -ой выборке;

$x_{i,m}$ – значение гидравлического КПД m -го расчета i -ой выборки.

Среднеквадратическое отклонение σ гидравлического КПД i -ой выборки определялось по формуле:

$$s(\bar{x}_i) = \sqrt{\frac{1}{n_{max}-1} \cdot \sum_{m=1}^{n_{max}} (X_m - \bar{x}_i)^2}, \quad (3)$$

где n_{max} – общее количество проведенных расчетных экспериментов;

X_m – значение гидравлического КПД m -го расчетного эксперимента.

Результаты статистического анализа, представленные на Рисунке 3, демонстрируют четкую зависимость точности расчетов от углового шага при

численном моделировании. Установлено, что среднеквадратическое отклонение гидравлического КПД сохраняет минимальные и стабильные значения в диапазоне шагов 2° - 12° , что свидетельствует о статистической устойчивости результатов в данной области (Рисунок 3а). Резкий рост σ при шагах более 12° указывает на неприемлемый уровень погрешности и статистическую несостоятельность таких выборок. На Рисунке 3б представлена зависимость σ от количества расчетных точек, которая подтверждает асимптотический характер сходимости решения.

На основе анализа сходимости решения формализованы требования к планированию вычислительных экспериментов: для получения осредненного значения КПД с приемлемой точностью необходимо выполнить серию расчетов при различных взаимных положениях лопаток рабочего колеса и НА, включающую в себя не менее 5 равномерно расположенных расчетных точек. Полученные результаты позволяют оптимизировать вычислительные затраты при сохранении требуемой точности моделирования и формируют методическую основу для достоверного определения характеристик центробежных насосов с использованием стационарных расчетов.

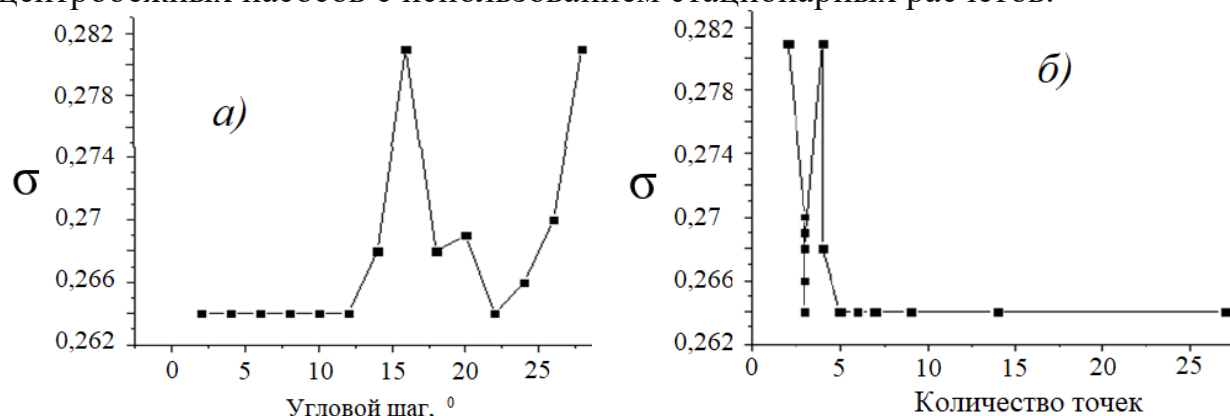


Рисунок 3. Результаты статистического анализа

Автором разработан комплексный подход, позволяющий в единой программной среде выполнять параметрическое построение трехмерной модели двухзаходного отвода и лопаточного направляющего аппарата и проводить гидродинамический анализ. В качестве базовой платформы был выбран программный комплекс Ansys.

Предлагаемая методика включает следующие этапы:

1. **Реализация математической модели в ANSYS DesignModeler.**

Математическая модель для построения параметрической 3-D модели реализована в среде ANSYS DesignModeler, что обеспечивает прямую интеграцию с модулями сеточной генерации и гидродинамического расчета.

2. **Генерация базовой геометрии.** На данном этапе в среде ANSYS DesignModeler создается базовый эскиз, определяющий поперечное сечение отвода. На основе этого эскиза формируется трехмерная модель, геометрия

которой полностью определяется заданными и рассчитанными параметрами (Рисунок 4а).

3. **Профилирование спирали и переводного канала.** На основе заданной математической зависимости, обеспечивающей равномерное распределение расхода по окружности, формируется эскиз, задающий профиль спиральной части и переводного канала (Рисунок 4б).

4. **Формирование твердотельной модели спиральной части и переводного канала.** На данном этапе выполняется операция обрезки исходного тела вращения с использованием созданного эскиза.

5. **Профилирование разделительного ребра.** На данном этапе создается параметрический эскиз, определяющий геометрию разделительного элемента (ребра), который конструктивно отделяет вторую спираль от переводного канала в двухзаходном отводе. Форма и положение ребра задаются в соответствии с расчетными параметрами.

6. **Применение скруглений переменного радиуса.** Кромки твердотельных тел спиральных и переводного каналов обрабатываются скруглениями переменного радиуса (Рисунок 4в).

7. **Моделирование диффузорного участка.** На данном этапе формируются параметрические эскизы, определяющие геометрию выходного участка отвода: проекция расчетного сечения спирали и переводного канала, а также конфигурация выходного сечения диффузора. На основе созданных эскизов выполняется операция протягивания, в результате которой генерируется твердотельная модель диффузорного участка, обеспечивающая плавное расширение потока.

8. **Параметрическое профилирование лопаток направляющего аппарата.** Геометрия лопаток задается с помощью эскиза, в котором профиль задан дугой окружности. Углы установки лопатки на входе и выходе являются управляемыми параметрами, что позволяет варьировать кривизну лопаток в процессе оптимизации (Рисунок 4г).

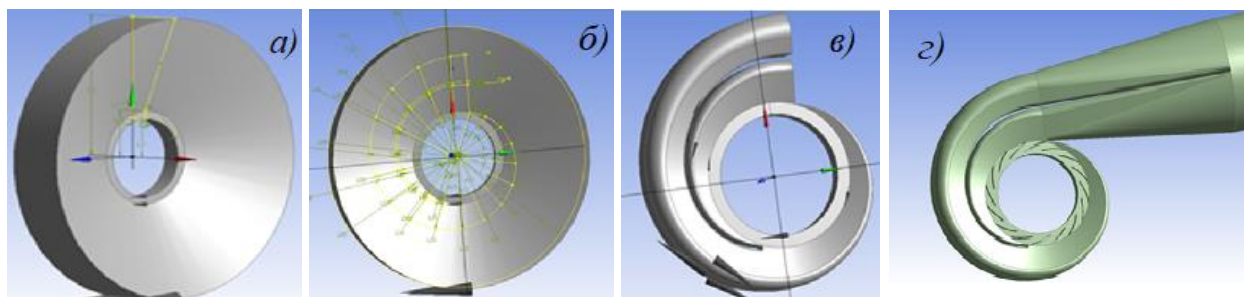


Рисунок 4. Этапы создания 3D модели лопаточного отвода

Изменение управляющих параметров инициирует автоматическое обновление всей трехмерной модели в соответствии с заданной последовательностью построения. После построения трехмерной модели

проводится гидродинамическое моделирование течения в проточной части магистрального насоса в программной среде ANSYS CFX.

Предложенный алгоритм проведения серии численных экспериментов для верификации CFD-методов расчета течения жидкости в проточной части магистрального насоса включает в себя следующие шаги:

1. Изучение сеточной сходимости на модели рабочего колеса (РК) (Рисунок 5).

2. Изучение углового шага дискретизации на интегральные параметры насоса (КПД, напор). При проведении исследования положение лопаток ротора относительно статора («языка» отвода) изменялось с шагом 10^0 . Дальнейшие расчетные исследования проводились для положения рабочего колеса, соответствующего среднему значению КПД насоса (Рисунок 6).

3. Изучение сеточной сходимости на модели насоса. Для рассмотренных сеточных моделей изменение интегральных параметров насоса носит незначительный характер и составляет не более 0,2% (Рисунок 7).

4. Изучение влияния модели турбулентности на интегральные параметры насоса (КПД, напор) (Рисунки 8, 9).

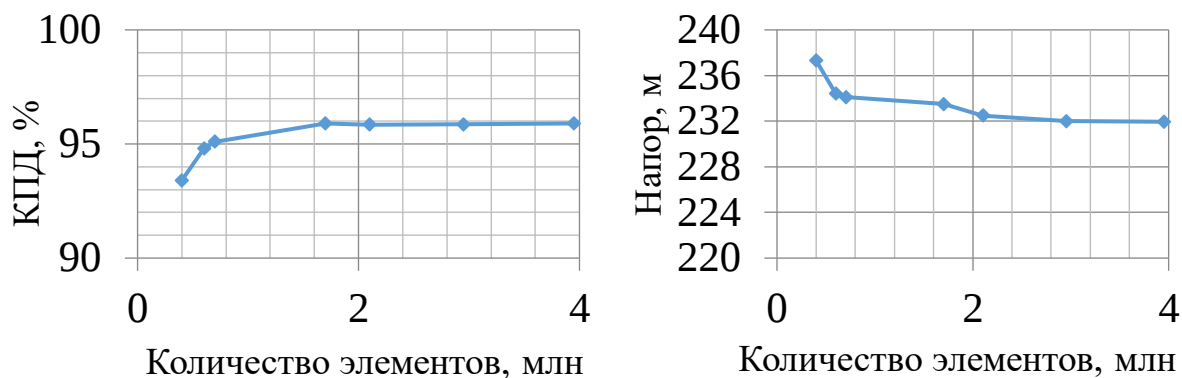


Рисунок 5. Результаты исследования влияния сеточной сходимости для РК

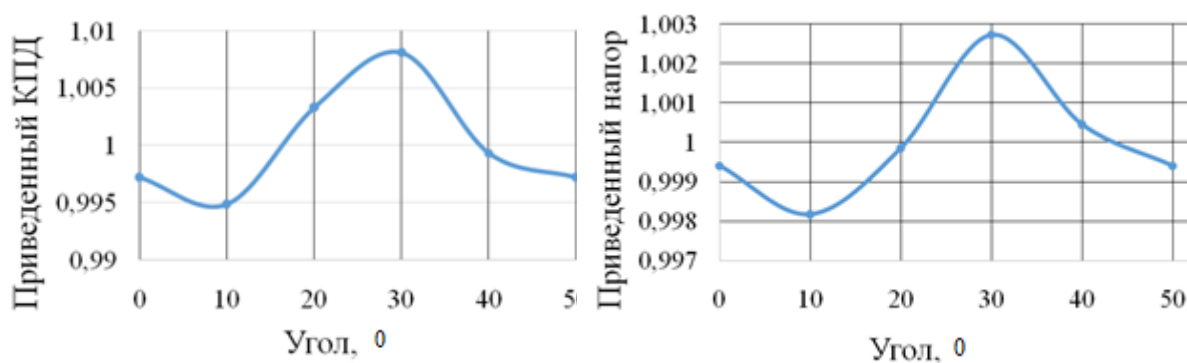


Рисунок 6. Влияние углового шага

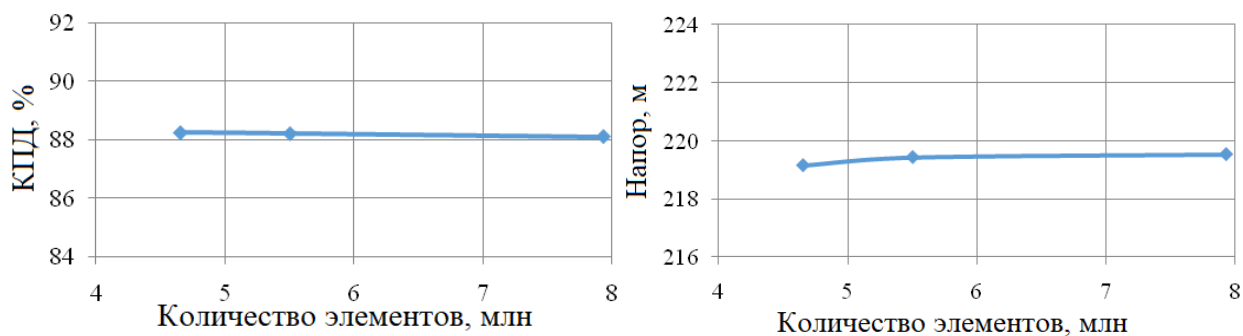


Рисунок 7. Результаты исследования влияния сеточной сходимости насоса

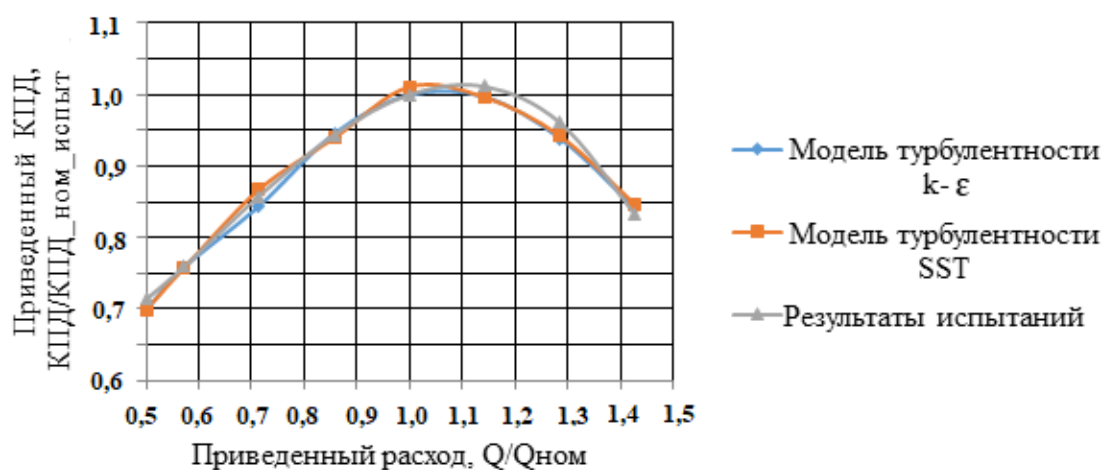


Рисунок 8. Энергетическая характеристика магистрального насоса

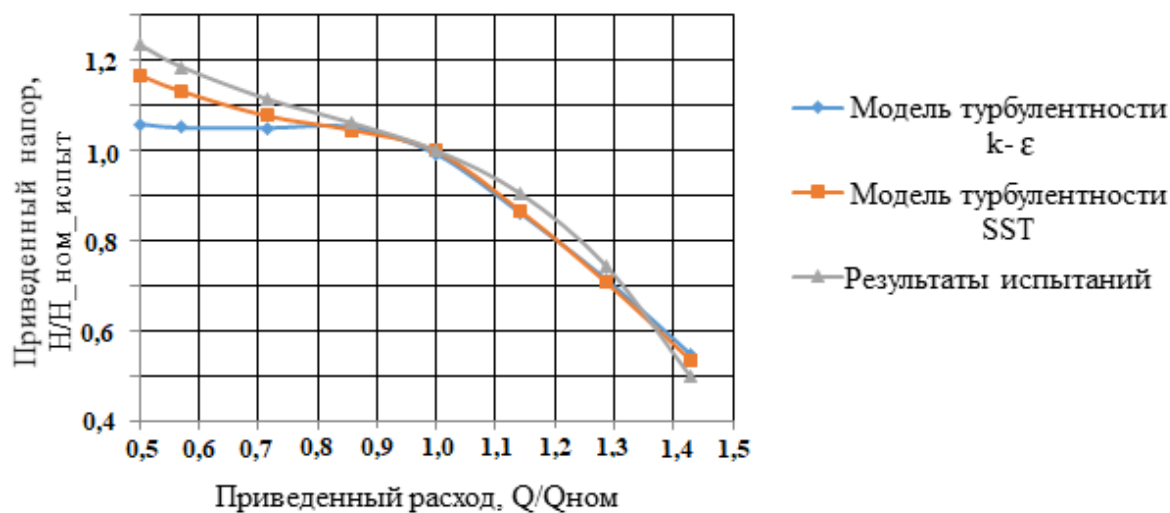


Рисунок 9. Напорная характеристика магистрального насоса

Анализируя полученные данные, можно отметить, что влияние задаваемой модели турбулентности значительно на режимах недогрузки. Для модели турбулентности $k-\epsilon$ при $Q=0,5Q_{ном}$ отклонение от результатов испытаний составляет по КПД до 2%; по напору до 17%. Для SST при $Q=0,5Q_{ном}$ отклонение по КПД до 2%; по напору – до 6%. Для номинального

режима обе модели турбулентности дают хорошую сходимость (отклонение не более 1%).

Снижение вычислительной стоимости CFD-оптимизации требует применения эффективного плана многофакторного эксперимента. Для решения данной задачи выбран симплексный метод. Его ключевыми преимуществами являются меньшая чувствительность к погрешностям вычислений по сравнению с методом наискорейшего спуска и способность достигать оптимума за меньшее число итераций.

В работе проведена оптимизация направляющего аппарата сменного ротора 5042 насоса МНН7000. Критерием оптимизации служил гидравлический КПД насоса. Процедура выполнялась по четырем параметрам, представленным в Таблице 2.

Таблица 2.

Исходные данные для оптимизации с помощью симплекса

Фактор	Обозначение	Начальное значение	Интервал варьирования
Угол лопасти на входе ЛНА, °	α_3	$\alpha_{30} =$ $= \arctan \left(\frac{Q + \frac{C_{2u} \cdot R_2 \cdot b_3 \cdot s \cdot Z}{R_3}}{2\pi \cdot C_{2u} \cdot R_2 \cdot b_3} \right) =$ $= 14$	$\Delta \alpha_3 = 2$
Степень искривленности лопаток ЛНА, °	$\delta = \alpha_4 - \alpha_3$	$\delta_0 = 2$	$\Delta \delta = 2$
Приведенная ширина ЛНА на входе	$b_3' = \frac{b_3}{b_2}$	$b_3'_0 = 1,3$	$\Delta b_3' = 0,3$
Приведенная ширина ЛНА на выходе	$b_4' = \frac{b_4}{b_3}$	$b_4'_0 = 1,15$	$\Delta b_4' = 0,15$

Методика оптимизации заключается в следующем. После формирования начального симплекса в пространстве геометрических параметров для каждой его вершины выполняется построение трехмерной модели направляющего аппарата и ее последующее исследование с помощью CFD-моделирования. Результатом расчета для каждой конфигурации является значение целевой функции – гидравлического КПД насоса.

Далее реализуется итерационный процесс симплекс-метода, в котором вершина с наихудшим значением КПД последовательно отражается для генерации новых пробных точек. Вычисления продолжаются до достижения заданного критерия сходимости, при котором разброс значений целевой функции во всех вершинах симплекса становится меньше допустимого предела. Разработанный алгоритм, схема которого приведена на Рисунке 10,

формализует процедуру автоматизированного поиска оптимальной геометрии.

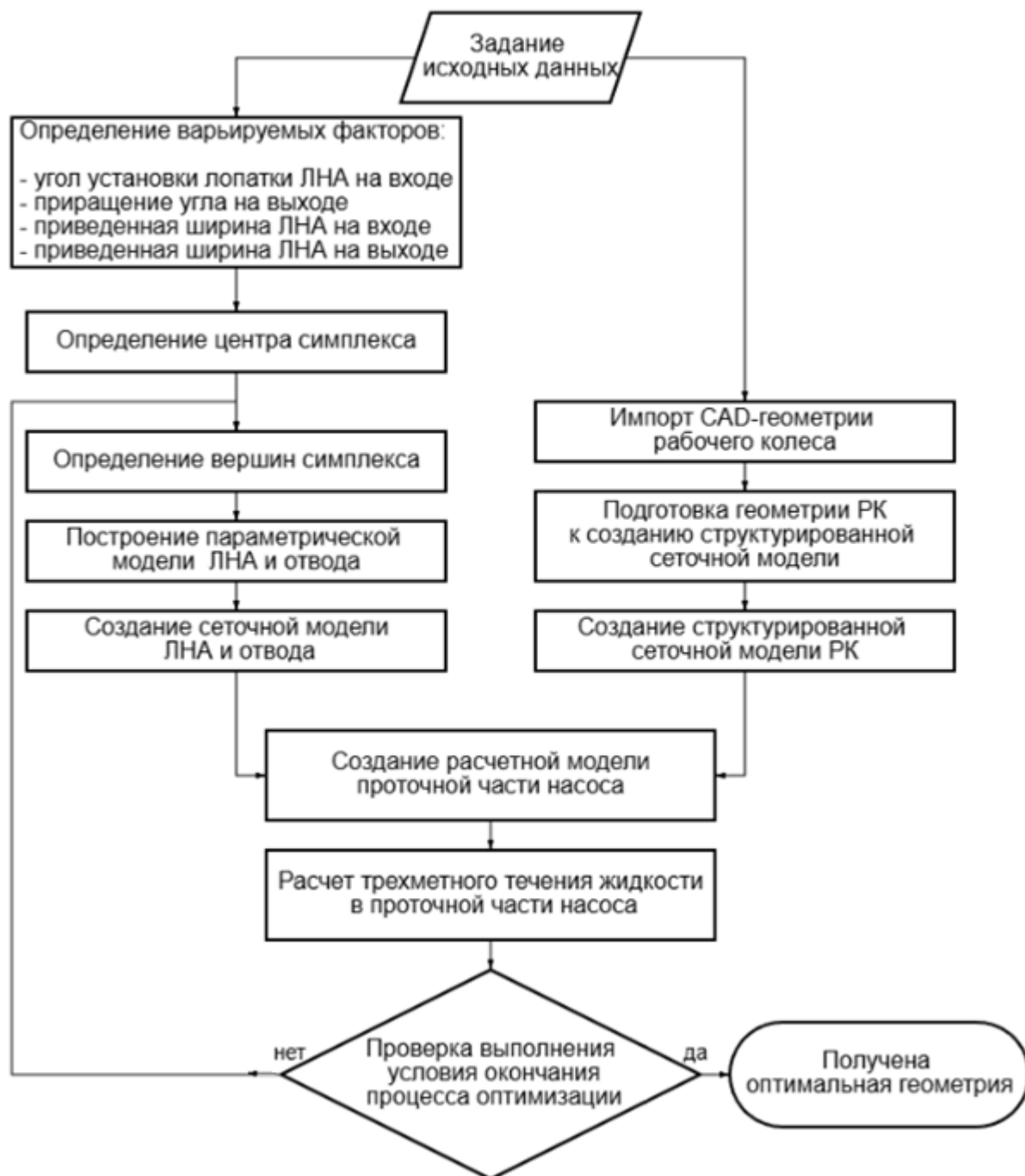


Рисунок 10. Блок схема разработанной методики

Третья глава демонстрирует применение разработанной методики для оптимизации направляющего аппарата сменного ротора 5042 насоса МНН7000. В результате установлены оптимальные диапазоны изменения геометрических параметров лопаточных направляющих аппаратов и предложена аналитическая зависимость для определения коэффициента скорости на входе в ЛНА от коэффициента быстроходности.

Процесс оптимизации с использованием симплекс-метода детально представлен в диссертации.

В результате проведенной оптимизации были установлены следующие оптимальные диапазоны геометрических параметров лопаточного направляющего аппарата (ЛНА):

$$\alpha_{л3} = \arctan \left(\frac{Q + \frac{C_{2u} \cdot R_2 \cdot b_3 \cdot s \cdot Z}{R_3}}{2\pi \cdot C_{2u} \cdot R_2 \cdot b_3} \right) + \alpha_0 - \text{угол установки лопасти на входе}$$

ЛНА $\alpha_{л3}$, °; где $\alpha_0 = 0 \dots 1$ – угол атаки, °; Q – расход через насос, м³/с; C_{2u} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе РК, м/с; R_2 – наружный радиус РК, м; b_3 – ширина ЛНА на входе, м; s – толщина лопатки ЛНА на входе, м/с; Z – количество лопаток ЛНА; R_3 – начальный диаметр ЛНА, м;

$$\delta = 1,5 \dots 2 - \text{степень искривленности лопаток ЛНА, °};$$

$b_3^* = 1 \dots 1,15$ и $b_4^* = 1,1 \dots 1,2$ – приведенные ширины направляющего аппарата на входе и выходе соответственно.

Разработанная методика была применена для оптимизации лопаточных направляющих аппаратов сменных роторов 5042/185 (в корпусе насоса МНН7000) и 5000/210 (в корпусе насоса МНН10000). Натурные испытания оптимизированных агрегатов были проведены на аттестованном стенде АО «Турбонасос». Обработка экспериментальных данных выполнялась согласно нормам ГОСТ 6134-2007.

Суммарная погрешность определения КПД рассчитана в соответствии с ГОСТ 6134-2007 на основе данных об относительных погрешностях стендового оборудования, приведенных в Таблице 3, и составила $\pm 0,6$.

Таблица 3.

Относительные погрешности для измеряемого оборудования стенда

Наименование показателя	Показатели стенда, %
Относительная погрешность измерения подачи, e'_Q	$\pm 0,5$
Относительная погрешность измерения частоты вращения вала насоса, e'_n	$\pm 0,1$
Относительная погрешность измерения крутящего момента, e'_T	$\pm 0,1$
Относительная погрешность измерения давления на входе/выходе насоса, e'_{pm1} / e'_{pm2}	$\pm 0,075$

В Таблице 4 приведены значения КПД, полученные для различных сменных роторов при испытаниях.

Таблица 4.

Полученные результаты для сменных роторов

Параметр	Значение для сменного ротора				
	2800/120 в корпусе МНН3600	4500/220 в корпусе МНН3600	3500/210 в корпусе МНН7000	5042/185 в корпусе МНН7000	5000/210 в корпусе МНН10000
Коэффициент быстроходности	183	147	134	177	161
Значение КПД насоса по ГОСТ 12124-87, не менее %	81*	83	81	85	80
КПД по испытаниям, %	81,8	86,1	82,2	88	84,9

* Данный ротор в ГОСТ 12124-87 отсутствует, КПД по опросному листу.

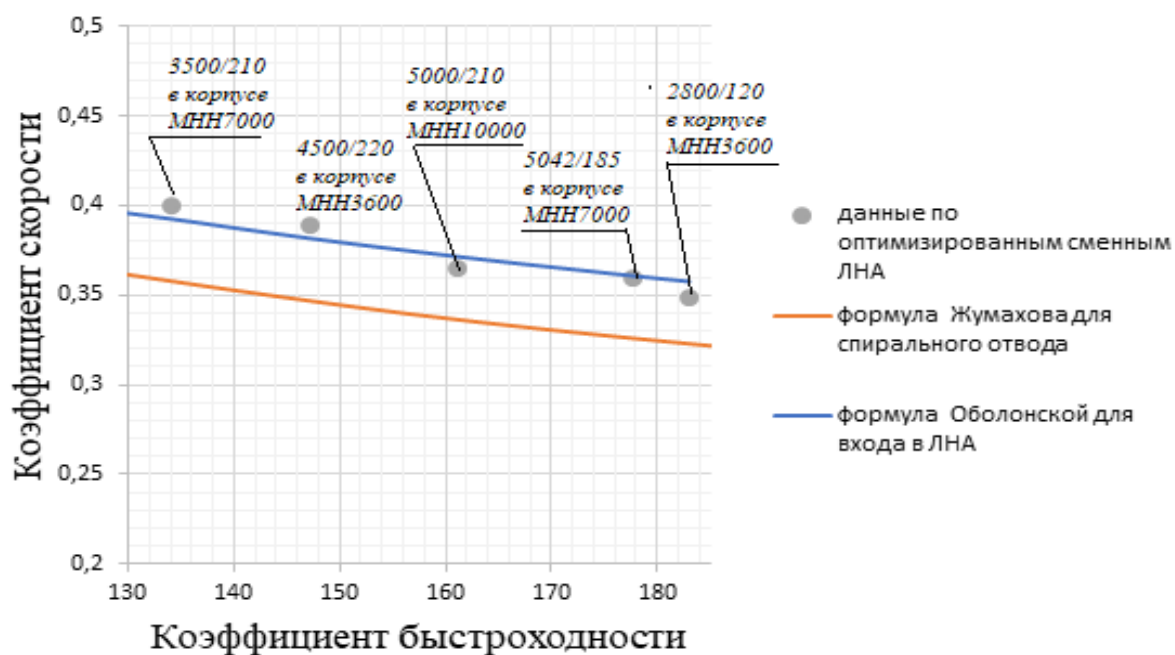
На основе анализа геометрии оптимизированных лопаточных направляющих аппаратов были рассчитаны скорости на входе в ЛНА $V_{вх}$ и определены соответствующие коэффициенты скорости:

$$k_{ЛНА} = \frac{V_{вх}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (4)$$

На основании аппроксимации данных для оптимизированных ЛНА была установлена зависимость коэффициента скорости от коэффициента быстроходности n_s в диапазоне 130...185:

$$k_{ЛНА} = \frac{1,8}{n_s^{0,33}} + 0,035. \quad (5)$$

На Рисунке 11 представлена зависимость коэффициента скорости на входе в лопаточный направляющий аппарат от коэффициента быстроходности насоса.

Рисунок 11. Зависимость коэффициента скорости от n_s

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Создана и теоретически обоснована методика планирования вычислительных экспериментов, базирующаяся на анализе влияния углового шага дискретизации на точность определения КПД, позволяющей оптимизировать вычислительные затраты при сохранении требуемой точности моделирования.

2. Разработана методика трехмерного параметрического моделирования двухзаходного отвода и лопаточного направляющего аппарата, обеспечивающая проектирование высокоэффективных магистральных насосов в сжатые сроки.

3. По результатам валидации численного моделирования течения жидкости в проточной части магистрального насоса для номинального режима получено отклонение расчетных данных (КПД, напор) от экспериментальных не более 1%. Суммарная погрешность определения КПД на аттестованном стенде АО «Турбонасос» составила 0,6%, напора – 0,2%.

4. Разработана методика оптимизации, получены оптимальные диапазоны изменения геометрических параметров сменных лопаточных направляющих аппаратов магистрального насоса.

5. Применение спроектированных и оптимизированных по разработанной методике сменных направляющих аппаратов позволило обеспечить КПД магистральных насосов на 1–4% выше нормативов, установленных ГОСТ 12124-87.

6. Установлена аналитическая зависимость для определения оптимального коэффициента скорости на входе в лопаточный направляющий аппарат от коэффициента быстроходности насоса в диапазоне $ps = 130...185$, что расширяет методическую базу для проектирования насосов данного типа.

7. Результаты работы внедрены в АО «Турбонасос» (г. Воронеж) и используются в процессе проектирования и оптимизации проточных частей магистральных нефтяных насосов. Это обеспечило сокращение сроков проектирования и значительный экономический эффект за счет снижения энергопотребления. Повышение КПД сменных роторов 5042/185 (в корпусе насоса МНН7000) и 5000/210 (в корпусе насоса МНН10000) в результате оптимизации ЛНА составило $\approx 1,5\%$ и 3% соответственно, что соответствует годовой экономии ≈ 350 МВт·ч и 900 МВт·ч.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ

1. Расчетное исследование течения жидкости в центробежном насосе в среде Ansys CFX / М.Н. Баулин [и др.] // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 2 (19). С. 75–79 (0,6 п.л./0,3 п.л.).

2. Оболонская Е.М., Феропонтов М.П. Сравнение классического и симплексного методов экспериментального исследования многофакторных задач на примере оптимизации лопаточного направляющего аппарата

центробежного насоса // Насосы. Турбины. Системы. 2017. № 3 (24). С. 53–59 (0,9 п.л./0,6 п.л.).

3. Оболонская Е.М., Шотер П.И. Применение симплексного метода планирования численного эксперимента для оптимизации лопаточного направляющего аппарата центробежного насоса // Насосы. Турбины. Системы. 2018. № 1 (26). С. 51–55 (0,6 п.л./0,4 п.л.).

4. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М., Шотер П.И. Совершенствование методики проектирования магистральных насосов с помощью численного моделирования трехмерного течения жидкости в его проточной части // Насосы. Турбины. Системы. 2018. № 3 (28). С. 66–73 (1 п.л./0,6 п.л.).

5. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М., Шотер П.И. Применение численного моделирования для проектирования насосов с высокими энергетическими характеристиками // Насосы. Турбины. Системы. 2018. № 4 (29). С. 83–87 (0,6 п.л./0,3 п.л.).

6. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М., Житенев А.И. Верификация и валидация численного моделирования течения жидкости в проточной части магистрального насоса // Насосы. Турбины. Системы. 2019. № 3 (32). С. 79–88. (1,25 п.л./0,6 п.л.).

7. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М., Боровикова М.М. Оптимизация двухзаходного отвода центробежного насоса с помощью программного комплекса Ansys // Насосы. Турбины. Системы. 2021. № 4 (41). С. 71–77 (0,9 п.л./0,5 п.л.).

Публикации в других изданиях

8. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М. Разработка математического аппарата для построения параметризованной 3-D двухзаходного спирального отвода // Насосы. Турбины. Системы. 2013. № 4 (9). С. 66–73 (1 п.л./0,6 п.л.).

9. Валюхов С.Г., Оболонская Е.М. Параметрическое моделирование лопаточного направляющего аппарата и двухзаходного спирального отвода центробежного насоса в Ansys Design Modeler // Химическая техника. 2015. № 12. С. 6–8 (0,4 п.л./0,25 п.л.).

10. Оболонская Е.М., Валюхов С.Г. Оптимизационное моделирование гидродинамических процессов в центробежном насосе с использованием модуля Ansys DesignXplorer // Научная опора Воронежской области: сб. тр. победителей конкурса науч.-исслед. работ студентов и аспирантов ВГТУ по приоритетным направлениям развития науки и технологий. 2018. С. 137–140 (0,5 п.л./0,3 п.л.).

Патенты

11. Способ 3D (трехмерного) параметрического моделирования проточной части корпуса центробежного насоса: патент на изобретение 2615040 РФ, МПК F04D 29/42 (2006.01) G06T 17/00 (2006.01) / С.Г. Валюхов, Е.М. Оболонская; № 2015151273: заявл. 30.11.2015; опубл. 03.04.2017, Бюл. №10 (2,3 п.л./1,5 п.л.).