

На правах рукописи



ВИХЛЯНЦЕВ АЛЕКСАНДР АНДРЕЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА КОМБИНИРОВАННОГО МЕТОДА ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ  
БЫСТРОХОДНОСТИ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени

Кандидата технических наук

Москва – 2020

Работа выполнена на кафедре «Гидромеханики и гидравлических машин» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

Научный руководитель:

**Волков Александр Викторович**

доктор технических наук, заведующий кафедрой  
«Гидромеханики и гидравлических машин»  
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

Официальные оппоненты:

**Ломакин Владимир Олегович**

доктор технических наук, доцент  
кафедры Э-10 «Гидромеханика, гидромашины и  
гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э.  
Баумана

**Хованов Георгий Петрович**

кандидат технических наук, старший научный  
сотрудник ООО «НИИ Транснефть»

Ведущая организация:

**ФГАОУ ВО СПбПУ**

**(г. Санкт-Петербург)**

Защита диссертации состоится «25» сентября 2020 г. в 13:30 на заседании диссертационного совета МЭИ.018 при ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 17, корп. Г, ауд.Г-300.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НИУ «МЭИ» и на сайте [www.mpei.ru](http://www.mpei.ru).

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Ученый секретарь

Диссертационного совета МЭИ.018

Доктор технических наук



А.В. Рыженков

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность работы.

На сегодняшний день ТЭК является базовой отраслью российской экономики. Согласно данным аналитического центра при правительстве РФ доля ТЭК в ВВП составляет порядка 30%. При этом наибольший вклад среди отраслей ТЭК вносит нефтегазовая и химическая промышленность. Для данного отраслевого сегмента рынка насосного оборудования характерной проблемой является преобладание импортной продукции над отечественной. Чтобы существенно изменить ситуацию, требуется разработка технических решений и методик, позволяющих повысить показатели конкурентоспособности отечественного насосного оборудования и обеспечить его соответствие отраслевым международным стандартам (API610, ISO 13709:2009 и др.), что особенно актуально в условиях глобализации мировой экономики.

Как показал анализ центробежных насосов, применяемых в технологических циклах предприятий нефтехимической промышленности РФ, наиболее востребованными в данном отраслевом сегменте являются тихоходные центробежные насосы (с низким коэффициентом быстроходности  $n_s$ ) с расходами менее  $Q < 50^3/\text{ч}$  и напорами до  $H < 120$  м. Однако, в силу конструктивных особенностей данные насосы характеризуются высокими энергетическими потерями и узкой рабочей зоной, а также могут иметь форму напорной характеристики с западающими участками (областью неустойчивой работы).

Цель работы заключается в разработке комбинированного метода проектирования проточных частей энергоэффективных центробежных насосов с низким коэффициентом быстроходности.

Основными задачами работы являются:

- Анализ существующих подходов к проектированию центробежных насосов с низким  $n_s$ .
- Анализ методов оптимизации проточных частей центробежных насосов с низким  $n_s$ .
- Верификация расчётной модели центробежного насоса с низким  $n_s$  с использованием ППП расчётно-численного моделирования *FlowVision*.
- Расчётные исследования по определению величины гидравлических и механических потерь в центробежных насосах, имеющих лопастную систему (далее ЛС) с изменённой диффузорностью, гетерогенную ЛС, гомогенную одноярусную/многоярусную ЛС.
- Расчётно-теоретические и экспериментальные исследования влияния геометрии целевых уплотнений центробежных насосов на величину объёмных потерь.
- Расчётно-экспериментальная апробация комбинированного метода проектирования проточных частей энергоэффективных центробежных насосов с низким коэффициентом быстроходности:

- Изготовление с использованием 3D-аддитивных технологий макетов рабочих колёс по вариациям геометрии проточных частей;
- Проведение лабораторных исследований;
- Проведение контрольных испытаний на заводе – изготовителе.

**Методами исследования** установлены: литературный поиск; патентные исследования; численное моделирование с использованием экспериментально верифицированного ПО для расчётно-численного моделирования *FlowVision*; подходы теории планирования эксперимента при составлении матрицы численных многопараметрических исследований и оценке их результатов; анализ параметров течения в элементах проточной части центробежных насосов по результатам расчётно-численного моделирования; стендовые энергетические и кавитационные испытания с применением 3D-аддитивных технологий при изготовлении макетов; методы многомерной оптимизации, позволяющих решать задачи с большим количеством ограничений.

**Научная новизна** работы состоит в следующем:

- Разработан метод автоматизированного профилирования элементов проточной части центробежных насосов.
- Разработан комбинированный метод оптимизации элементов проточной части центробежных насосов по заданному закону распределения скоростей в проточной части с учётом конструктивных ограничений.
- Установлена зависимость между законом распределения скоростей в проточной части центробежного насоса и величиной энергетических потерь.
- Разработан метод повышения интегрального КПД центробежных насосов на основе минимизации объёмных потерь.

**Практическая ценность** работы заключается в следующем:

- Разработанный комбинированный метод оптимизации элементов проточной части центробежных насосов по заданному закону распределения скоростей в проточной части с учётом конструктивных ограничений может быть использован при проектировании насосного оборудования для энергетической и нефтегазовой и химической отраслей промышленности.
- Разработанный метод автоматизированного профилирования элементов проточной части центробежных насосов может быть интегрирован в существующие системы автоматизированного проектирования (САПР) в виде специализированного модуля проектирования гидравлических машин. Внедрение данного метода в совокупности с разработанным методом повышения интегрального КПД центробежных насосов на основе минимизации объёмных потерь и установленными зависимостями между законом распределения скоростей в проточной части центробежного насоса и величиной энергетических потерь позволит снизить временные затраты при решении инженерных задач. В том числе задач

оптимизации существующего и проектирования нового насосного оборудования с повышенными энергетическими и кавитационными характеристиками.

**Достоверность и обоснованность** полученных в работе результатов определяется:

- использованием экспериментально верифицированного ПО для проведения расчётно-численного моделирования.
- сходимостью экспериментальных трендов, выявленных в лабораторных условиях и при проведении контрольных испытаний, при использовании идентичных методик проведения испытаний и оптимизационных подходов;
- использованием апробированных методик планирования численных многопараметрических исследований и анализа экспериментальных результатов.
- применением высокоточного измерительного оборудования и средств автоматизации при проведении эксперимента для уменьшения влияния человеческого фактора.

**Реализация работы.** Результаты диссертационной работы использованы:

- для модернизации серийных центробежных насосов АХ 12.5/50 и АХ 12.5/120, применяемых в технологических циклах нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ) РФ;
- для разработки типоразмерного ряда импортозамещающих насосных агрегатов типа АХ для нефтегазовой и химической промышленности на производственной базе одного из крупнейших российских производителей насосов в данной отрасли ЗАО «Гидрогаз» (г.Воронеж).

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- заседаниях кафедры Гидромеханики и гидравлических машин имени В.С. Квятковского НИУ «МЭИ», 2018 – 2020 гг.;
- международных научно-технических конференциях (МНТК) ESCOPUMP-RUS, г. Москва, выставка PCVExpo, 2018-2019 гг.;
- всероссийских научно-технических конференциях «Студенческая весна», г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, каф. Э-10, 2016-2017 гг.;
- МНТК «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика», г. Москва, НИУ «МЭИ», 2016-2017 гг.;
- МНТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», г. Москва, НИУ «МЭИ», 2016 г.;
- МНТК «Гидравлика», г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, каф. Э-10, 2016 г.
- МНТК «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития», г. Санкт-Петербург, СПбПУ Петра Великого, 2018 и 2020 гг.

**Публикации.** По теме диссертации соискателем опубликовано 23 научные работы, в том числе 2 – в журналах, рекомендованных ВАК для опубликования основных результатов диссертационных исследований на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, 7 – в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science, получены 8 охранных документов на объекты интеллектуальной собственности, в том числе патенты на изобретение и свидетельства на программы для ЭВМ.

**Структура и объем работы.** Диссертация изложена на 134 стр., имеет 59 рисунков и 15 таблиц, включает титульный лист, содержание, список сокращений, введение, 4 главы, заключение и список использованных источников (115 наименований).

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** показана актуальность темы диссертации, сформулированы цели и задачи исследования.

**В первой главе** рассматриваются основные подходы к проектированию и оптимизации центробежных насосов с низким  $n_s$ . Показано, что на сегодняшний день одним из основных трендов в области насосостроения является цифровизация производств и внедрение информационных технологий. Целью данных мероприятий является снижение временных затрат на выполнение типовых инженерных задач и повышение показателей конкурентоспособности разрабатываемого насосного оборудования за счёт расширения возможностей существующих инженерных инструментов оптимизации и проектирования. При этом конструктору всё больше отводится роль эксперта, выполняющего оценку промежуточных результатов численного моделирования и передачу команд ЭВМ на ключевых этапах.

Оценка современных подходов к проектированию центробежных насосов позволила выявить два основных направления развития САПР. Первое связано с использованием уже существующих коммерческих модулей для проектирования гидравлических машин, второе направление связано с разработкой новых модулей САПР гидравлических машин. При этом второй подход является более трудоёмким, но наиболее перспективным, поскольку позволяет исследовать с привлечением теории планирования эксперимента концептуально новые решения и оценивать эффективность новых подходов к профилированию, учитывающих требования конкретных производств. Показана роль эксплуатационных факторов и их влияние на конструкцию исследуемых насосов, определены основные пути совершенствования ЛС.

Рассмотрены технические решения на базе одноярусных гетерогенных ЛС, проектируемых на расчётную область, ЛС с изменённой диффузорностью межлопастных каналов и многоярусных ЛС, выделено направление, связанное с совершенствованием методик профилирования и повышением их эффективности за счёт внедрения подходов инженерной оптимизации. Рассмотрены вопросы оптимизации проточной части отвода.

**Во второй главе** представлены результаты расчётно-экспериментальных исследований по основным этапам разработки комбинированного метода оптимизации формы элементов проточной части центробежных насосов с низким  $n_s$  по заданному закону распределения скоростей.

За основу при разработке метода приняты подходы инженерной оптимизации, согласно которым оптимальная структура разрабатываемого объекта определяется отысканием экстремума обобщённого функционала  $\Phi$ , составленного с учётом заданных целевых показателей  $Y$ , входных данных  $X$ , ограничений  $\mathcal{O}$  и управляющих воздействий  $G$  (рис.1).

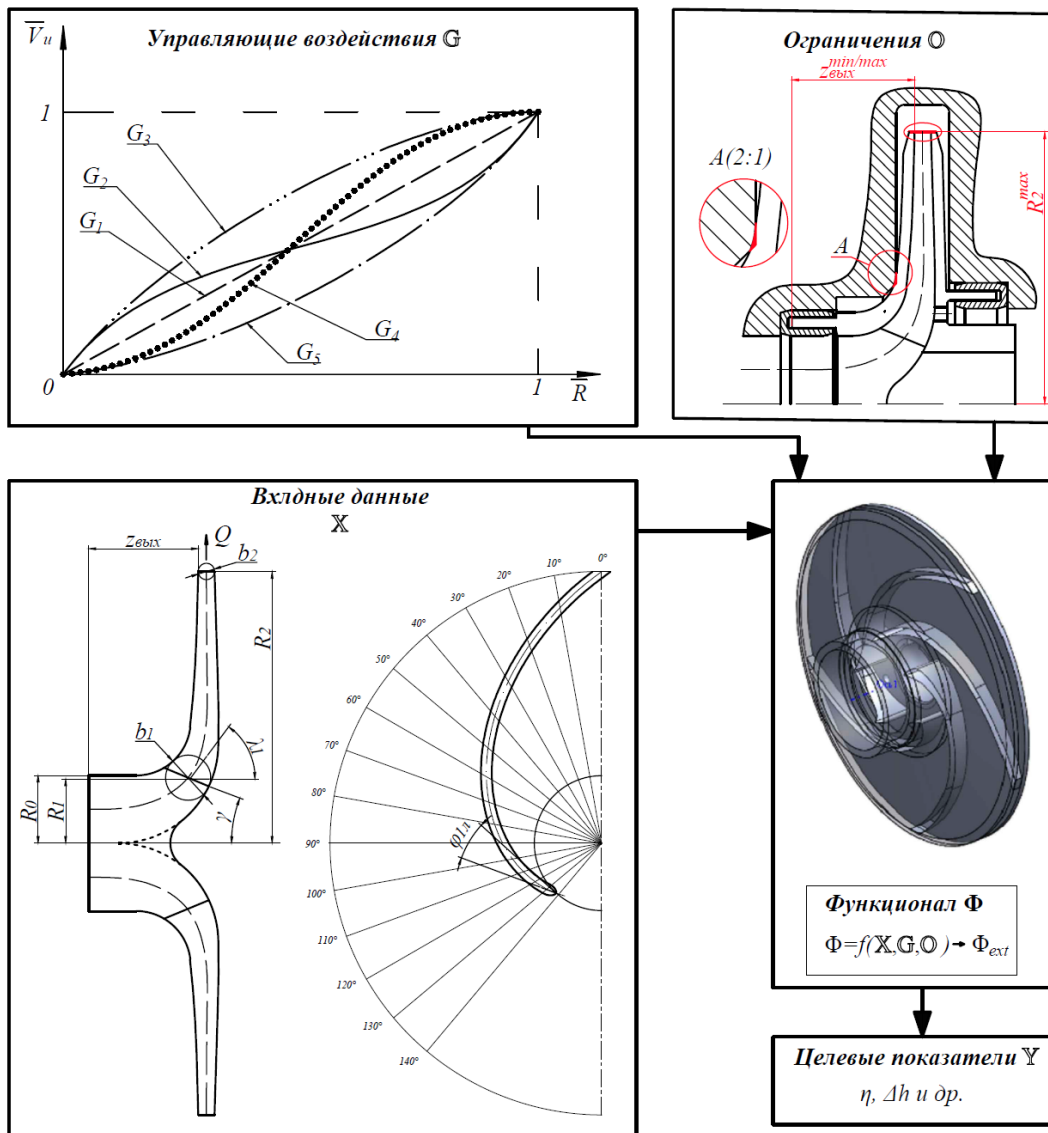


Рис.1. Структура разрабатываемого объекта согласно подходам инженерной оптимизации применительно к элементам проточной части центробежного насоса

В качестве основного целевого показателя приняты энергетические потери, рассчитываемые через обобщённый функционал  $\Phi$  (1) исходя из данных о геометрии проточной части. Кавитационный запас переведён в разряд ограничений, сформулированных в виде штрафной функции  $\sigma_{\Delta h}$  (2).

$$\Phi = \Phi_1 + o_{\Delta h}, \quad (1)$$

где  $\Phi_1 = \sum_{i=1}^{n_1} \chi_i \Delta \eta_i$  - основной целевой показатель, функционал, вид которого определяется для комплексного решения (гетерогенность, диффузорность, многоярусность, модификация уплотнений),  $n_1$  - количество рабочих режимов по подаче, по которым выполняется оценка решения,  $\chi_i$  - весовые коэффициенты,  $\Delta \eta_i = f(\eta_{\Gamma_i}, \eta_{M_i}, \eta_{O_i}) = f(k_j, \mathbb{G}, \mathbb{X})$  - энергетические потери в режиме  $Q_i$ ;  $k_j = (0 \vee 1), j = 1 \div 5$  - коэффициенты, включающие соответствующие блоки в описание функционала  $\Phi_1$  (диффузорность и др.).

$$o_{\Delta h} = c \left[ \left( \frac{\partial}{\partial b_1} \Delta h \right)^2 + \left( \frac{\partial}{\partial R_1} \Delta h \right)^2 \right] = 0, \quad (2)$$

где  $c$  - штрафной параметр;

$\Delta h = \frac{\xi_1}{2g} \left( \left( \frac{\Gamma_1}{2\pi R_1} \right)^2 + \left( \frac{Q}{2\pi R_1 b_1} \right)^2 \right) + \frac{\xi_2}{2g} (\omega R_1)^2$  - кавитационный запас,  $R_1, b_1$  - геометрические параметры,  $\Gamma_1$  - циркуляция на входе насоса,  $\omega$  - угловая скорость,  $g$  - ускорение свободного падения,  $\xi_1, \xi_2$  - эмпирические коэффициенты.

Для реализации комбинированного метода оптимизации разработан алгоритм автоматизированного профилирования элементов проточной части, который позволяет выполнять построение проточных частей с учётом входных данных, конструктивных ограничений и заданных управляющих воздействий, представленных законами распределения скоростей в элементах проточной части. По результатам тестирования алгоритма на примере насоса AX12.5/50 следует что:

- Метод является нересурсоёмким гибким инструментом выполнения проектных работ, позволяющим полностью автоматизировать процесс профилирования элементов проточной части центробежных насосов при минимальных технических требованиях к ЭВМ.

- Метод автоматизированного профилирования позволяет получить решения с минимальной погрешностью  $\delta_F < 0,1$  %, в то время как классические методы ручного профилирования имеют погрешность  $\delta_F \approx 4,7$  % в рассматриваемом примере.

- По результатам апробации метода автоматизированного профилирования на примере центробежного насоса AX 12.5/50 выявлена экономия по времени в 720 раз в сравнении с классическими методами ручного профилирования.

Как известно при решении оптимизационных задач очень важно получить хорошее первое приближение. В работе под первым приближением понимается закон распределения скоростей в элементах проточной части, т.е. управляющее воздействие. Для определения данной величины выполнен анализ параметров течения в элементах проточной части центробежных насосов по вариациям геометрии лопастных систем на основе расчётно-численного



моделирования с использованием ПО *FlowVision*. Данное ПО основано на конечно-объемном методе решения уравнений гидродинамики и использует прямоугольную адаптивную сетку с локальным измельчением. Для аппроксимации криволинейной геометрии с повышенной точностью *FlowVision* использует технологию подсеточного разрешения геометрии.

Для оценки точности данного расчётного инструмента и определения оптимальных настроек расчётной модели (рис.2), в т.ч. по граничным условиям, выполнена предварительная экспериментальная верификация на базе центробежного насоса AX12.5/50 с различными рабочими колёсами. За основу при постановке численного эксперимента приняты модель несжимаемой однофазной жидкости и  $k-\varepsilon$  модель турбулентности. В результате сравнительного анализа результатов численного моделирования (рис.3) установлено, что оптимальным решением с точки зрения соотношения ресурсозатрат и точности является упрощённая расчётная модель с косвенным учётом утечек. Такая модель обладает качественной сходимостью с экспериментальными трендами и приемлемой количественной сходимостью ( $\Delta\eta \approx 5\%$ ,  $\delta_N \approx 4.5\%$  при  $Q = Q_{nom} = 12.5 \text{ м}^3/\text{ч}$  или  $\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{nom}} = 1$ ).

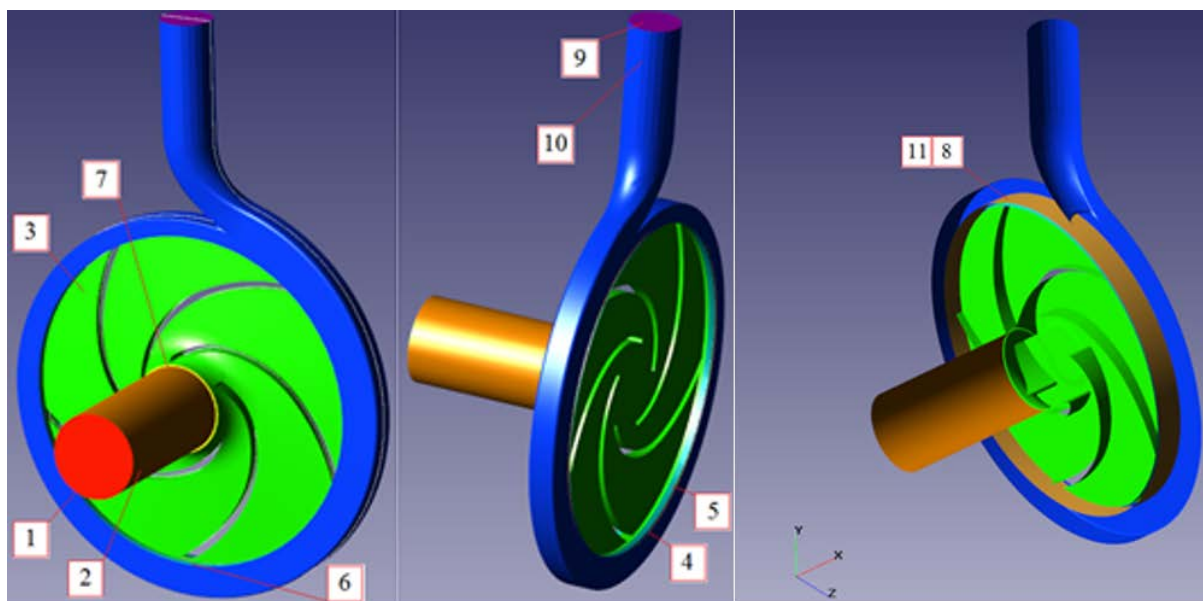


Рис.2. Пример расчётной модели центробежного насоса AX12.5/50 с косвенным учётом утечек

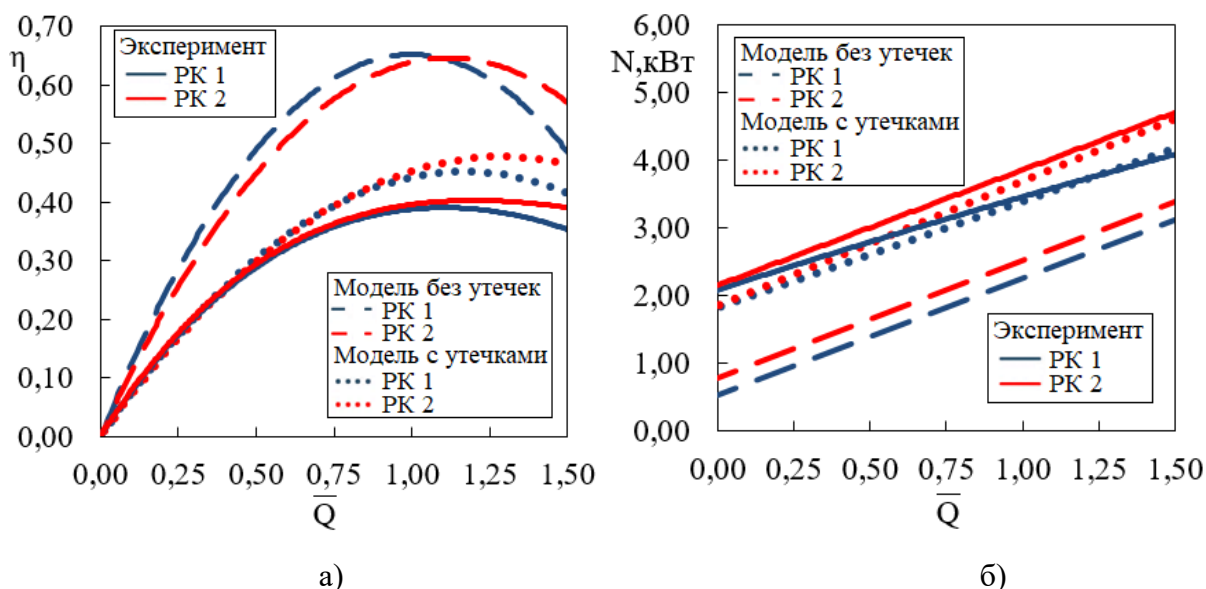


Рис.3. Результаты верификации: а) – характеристики КПД, б) – мощностные характеристики

Выполнена серия расчётов, позволивших собрать необходимый объём статистической информации о связи величины гидравлических и механических потерь с геометрией элементов проточной части центробежного насоса и законами распределения скоростей в них (рис.4), а также определить значения эмпирических коэффициентов уравнения (1) функционала  $\Phi$ .

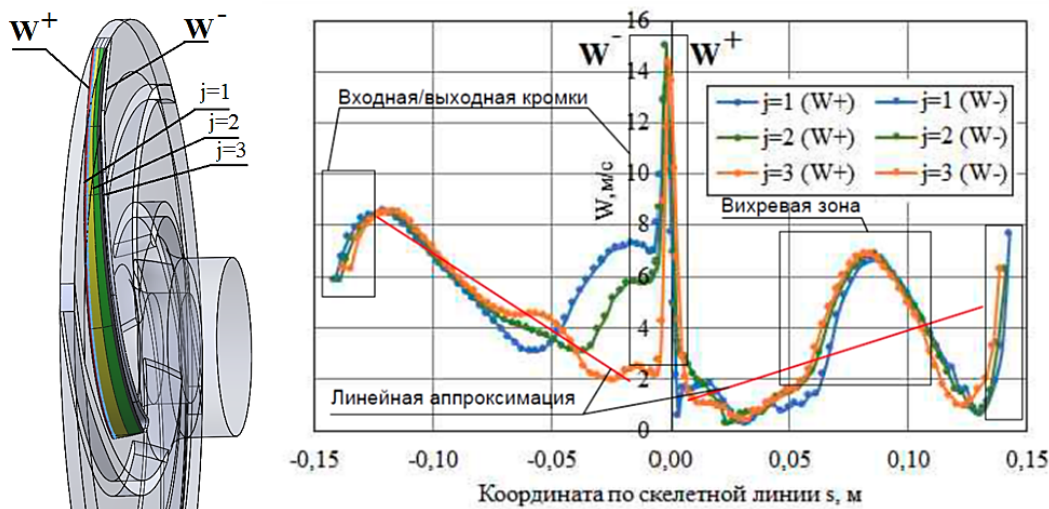


Рис.4. Анализ распределения скоростей на лопастной системе центробежного насоса

Расчётные исследования проведены с привлечением теории планирования эксперимента в рамках двух направлений рассмотрены:

- применение гетерогенных ЛС и ЛС с изменённой диффузорностью межлопастных каналов для повышения гидравлического КПД  $\eta_r$  (рис. 5а÷5б);
- применение многоярусных ЛС для повышения механического КПД  $\eta_m$  (рис. 5в).

В качестве прототипов при проведении исследований были использованы насосы АХ типоразмерного ряда с напорами  $H = 50 \div 120$  м и расходами  $Q = 12.5 \div 50 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $n_s = 17 \div 67$ )

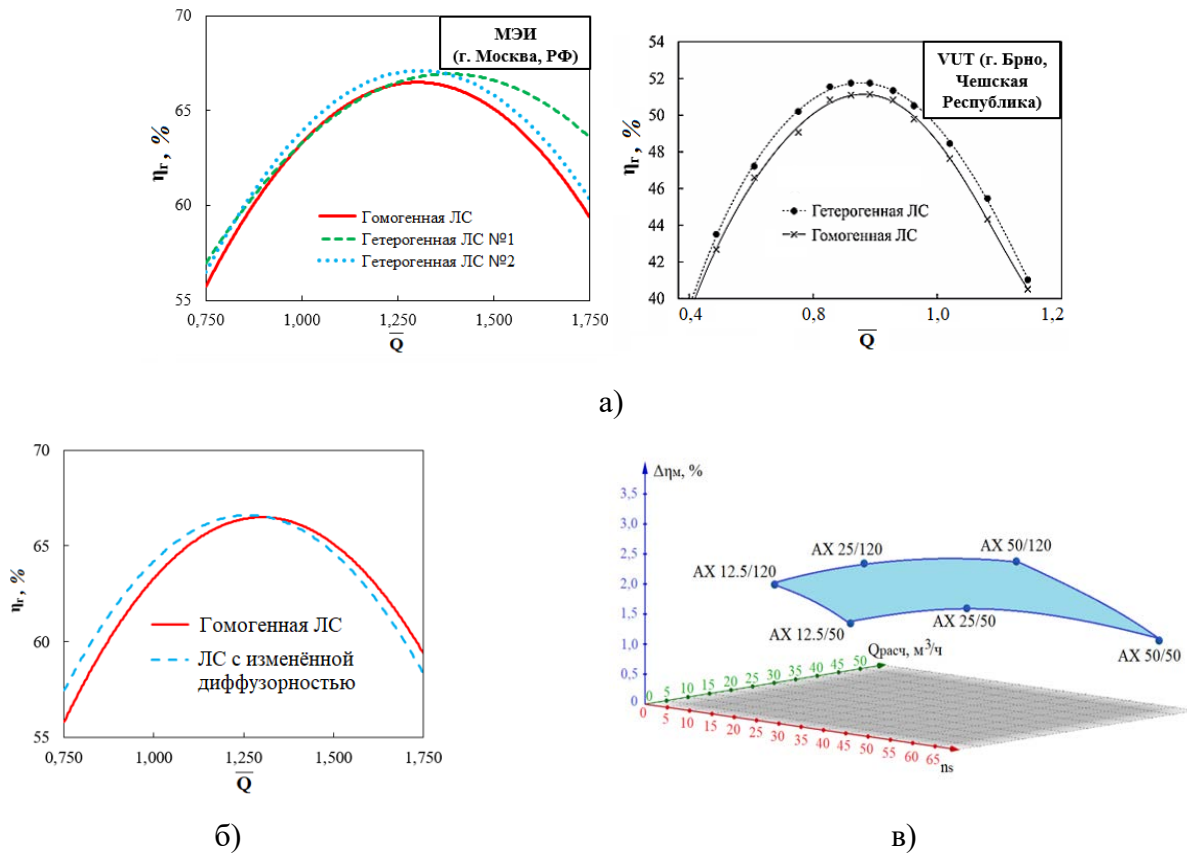


Рис. 5. Результаты расчётно-численного моделирования: а) – исследования гетерогенных ЛС; б) – исследования ЛС с изменённой диффузностью межлопастных каналов; в) – исследования многоярусных ЛС

В виде отдельного блока выполнены расчётно-экспериментальные исследования по повышению гидравлического КПД за счёт оптимизации отвода и объёмного КПД  $\eta_0$  посредством минимизации утечек через бесконтактные щелевые уплотнения. Выполнен дополнительный литературный анализ с целью оценки эффективности известных на сегодняшний день подходов, применяемых для решения этих задачи. Установлено, что выявленные подходы недостаточно универсальны и не позволяют прогнозировать реальный энергетический эффект от изменения геометрии данных элементов проточной части. Учитывая это, разработан метод минимизации объёмных потерь, построенный на базе оптимизационных подходов (рис.6÷7). Результаты апробации данного метода, выполненной на базе трёх рабочих колёс с различной геометрией ЛС, показали высокую сходимость прогнозных расчётов и эксперимента, а также положительный эффект во всех случаях. Полученные результаты подтвердили целесообразность включения данного метода минимизации объёмных потерь в состав разрабатываемого комбинированного в виде дополнительного модуля. При этом, рассчитываемые данным модулем объёмные потери  $\eta_{oi}$  входят в состав члена  $\Delta \eta_i = f(\eta_{r_i}, \eta_{m_i}, \eta_{o_i})$  функционала  $\Phi$  (1).

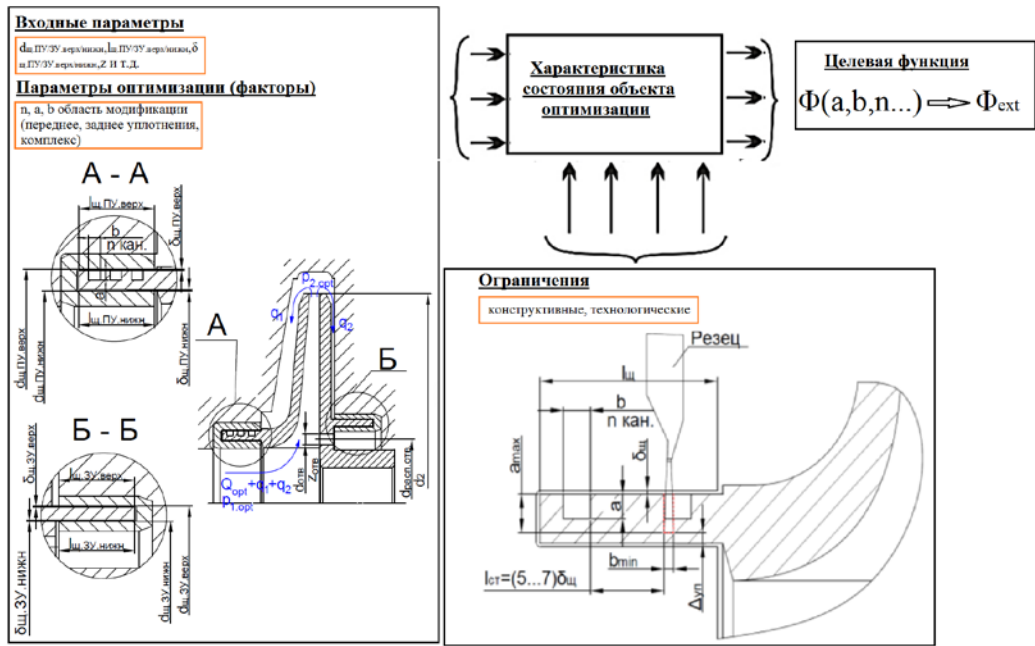


Рис.6. Иллюстрация применения оптимизационного подхода при минимизации объёмных потерь

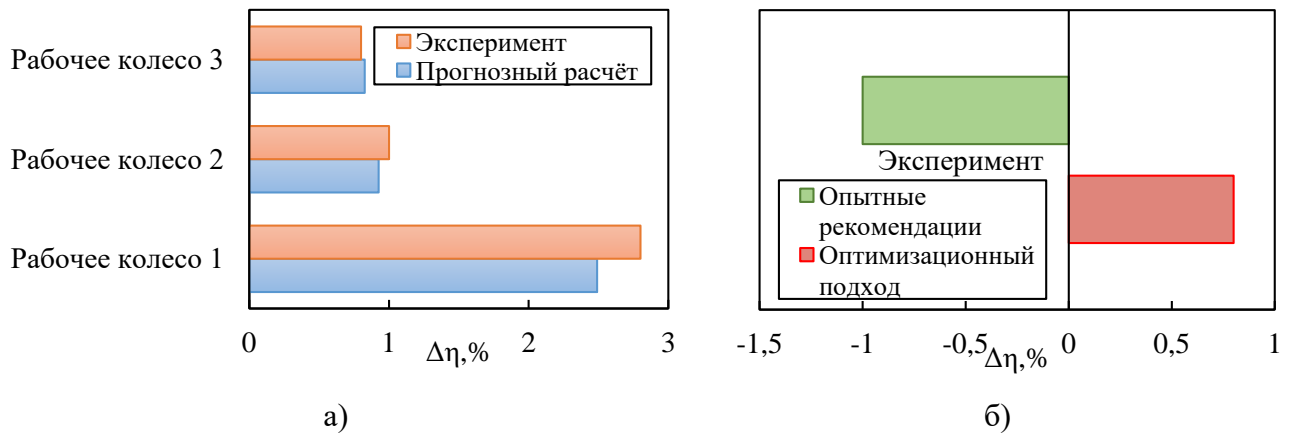


Рис.7. Результаты расчётно-экспериментальных исследований по повышению объёмного КПД: а) – оценка сходимости прогнозных расчётов и эксперимента при использовании оптимизационных подходов; б) – сравнение оптимизационных подходов и опытных рекомендаций

**В третьей главе** представлены результаты расчётно-экспериментальной апробации разработанного комбинированного метода. В качестве объектов для расчётной апробации были выбраны два серийных насоса: АХ 12.5/50 с одноярусной ЛС и АХ 12.5/120 с двухъярусной ЛС.

В случае с насосом АХ 12.5/50 оптимизация выполнена двумя способами:

- с учётом габаритных ограничений серийного корпуса (оптимизация ЛС при неизменной меридиональной проекции рабочего колеса);
- без ограничений по габаритам корпусных элементов (оптимизация всей проточной части рабочего колеса.)

Согласно результатам численного моделирования (рис.8) оптимизация всей проточной части позволяет достигнуть наибольшего эффекта, однако такое решение не всегда вписывается в существующие конструктивные ограничения.

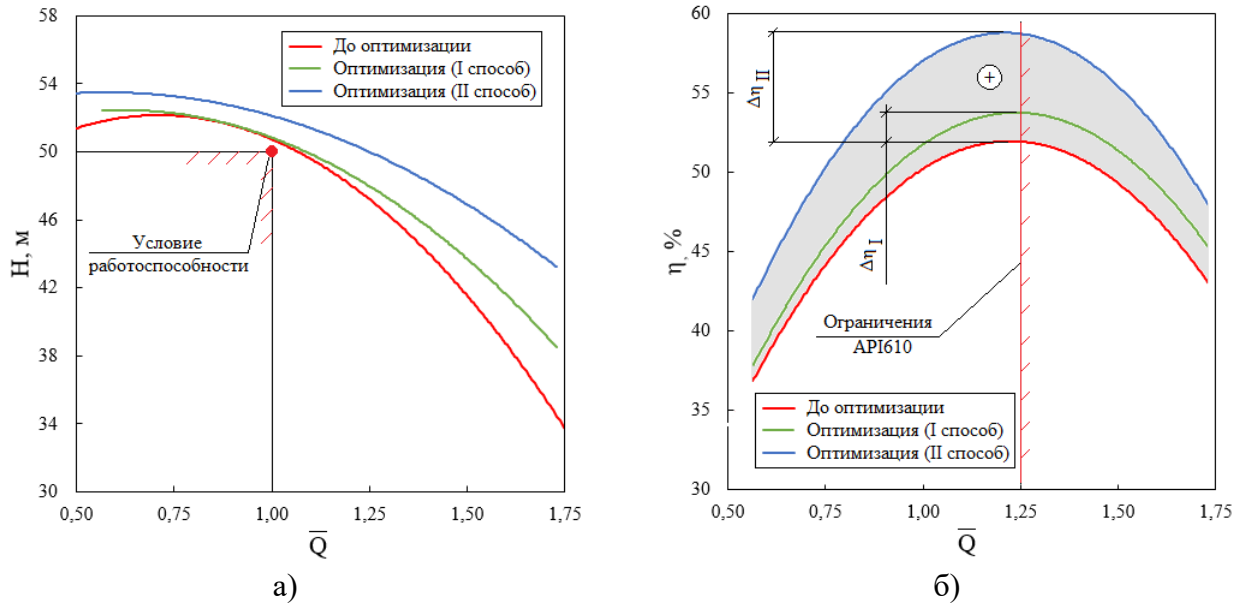


Рис.8. Результаты апробации разработанного комбинированного метода на примере оптимизации AX 12.5/50: а) – напорные характеристики; б) – характеристики КПД

Апробация разработанного комбинированного метода на примере насоса AX 12.5/120 выполнена без учёта ограничений по габаритам корпусных элементов и позволила установить следующее:

- полученные по разработанной методике оптимизированные проточные соответствуют статистическим данными по приросту напора (рис. 9а);
- центробежный насос с оптимизированными проточными частями соответствуют требованиям API 610 и обладает повышенными энергетическими характеристиками;
- оптимальные решения с одинаковым значением обобщённого функционала, отражающего энергетические потери в элементах проточной части центробежного насоса, могут иметь различную форму напорных характеристик. При этом во всех случаях выполняется условие работоспособности. Результаты исследований представлены на рис. 9б÷9в для трёх вариаций оптимизированного насоса AX 12.5/120 с различной относительной длиной  $\bar{L} = (0.3 \div 0.7)$  второго яруса ЛС. Во всех трёх случаях среднеинтегральные энергетические потери в диапазоне  $\bar{Q} = (0.5 \div 1.5)$  оказались равны, однако напорная характеристика вариации насоса AX 12.5/120 с более длинным вторым ярусом лопастей ( $\bar{L} = 0.7$ ) имеет довольно широкий западающий участок напорной характеристики, в то время у решения с  $\bar{L} = 0.3$  данная зона отсутствует, обеспечивая благоприятную форму напорной характеристики.

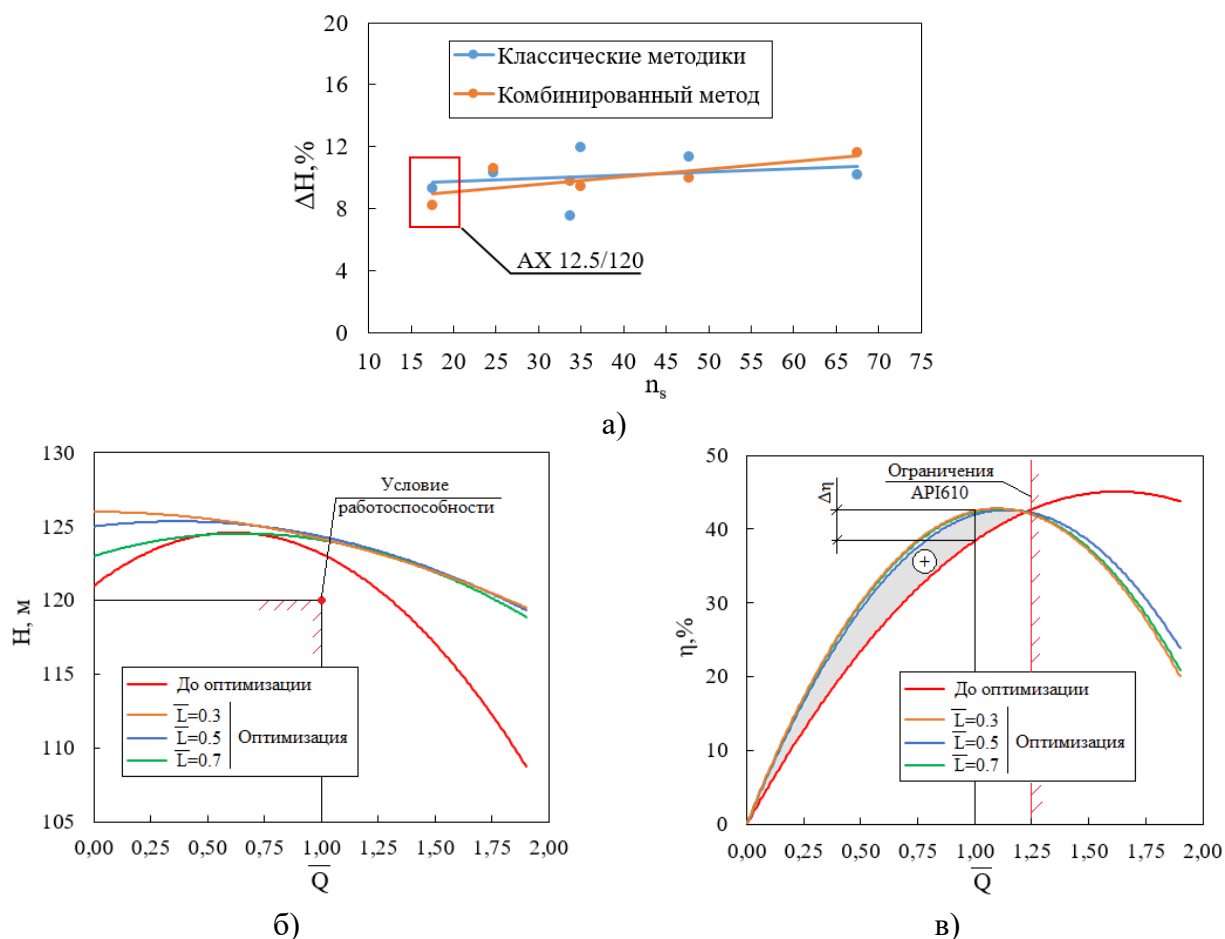


Рис.9. Результаты апробации разработанного комбинированного метода оптимизации формы элементов проточной части на многоярусных ЛС: а) – график зависимости прироста напора  $\Delta H(n_s)$  типоразмерного ряда насосов АХ с многоярусной ЛС; б) – напорные характеристики; в) – характеристики КПД

**В четвертой главе** представлены результаты экспериментальной апробации разработанного комбинированного метода на базе насоса АХ12.5/50. Испытания проводились с применением рабочих колёс по вариациям геометрии проточных частей, изготовленных с использованием 3D-аддитивных технологий методом послойного наплавления. Для облегчения промежуточного контроля геометрии и снижения расходов при возникновении брака разработана сборная конструкция рабочих колёс и выполнена оптимизация технологического процесса их изготовления (рис.10).

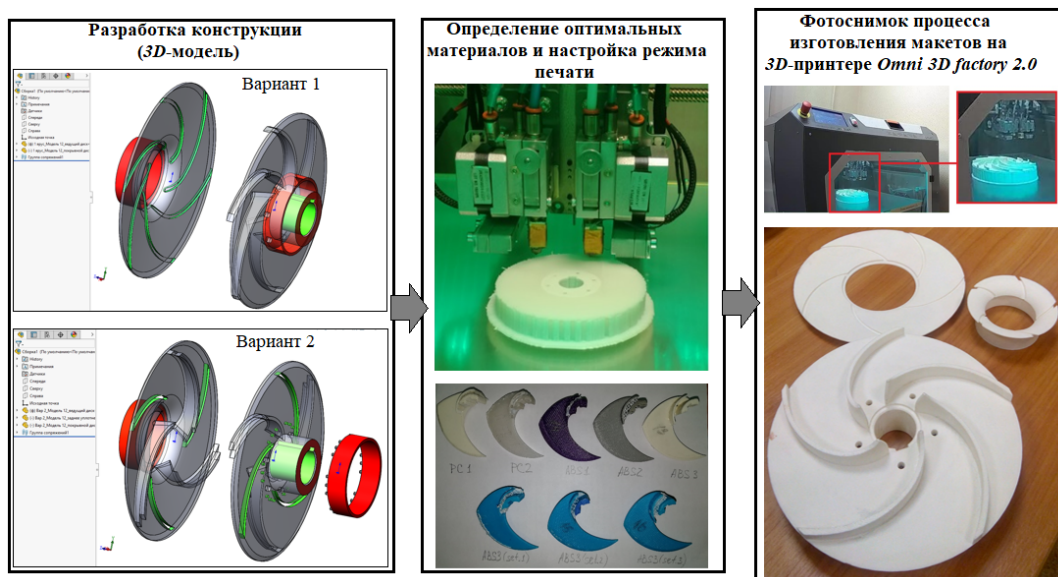


Рис.10. Технология изготовления макетов рабочих колёс

Испытания проводились в два этапа. Сначала, на первом этапе, выполнялась экспериментальная оценка работоспособности разработанного комбинированного метода на примере оптимизации ЛС. При этом устанавливались жёсткие габаритные ограничения. Меридиональная проекция рабочего колеса оставалась без изменений. Лабораторные исследования на стенде НИУ «МЭИ» показали положительные результаты (рис.11). После этого была выполнена оптимизация ЛС серийного насоса одного из ведущих производителей РФ ЗАО «Гидрогаз» и проведены контрольные испытания на его стендовом оборудовании.

Результат контрольных испытаний соответствовал полученным в лабораторных условиях экспериментальным трендам, что позволило заключить о работоспособности разработанного метода и целесообразности его использования на втором этапе для проведения расширенных исследований с полной оптимизацией проточной части рабочего колеса серийного центробежного насоса и его щелевых уплотнений, с учётом требований к кавитационным показателям.

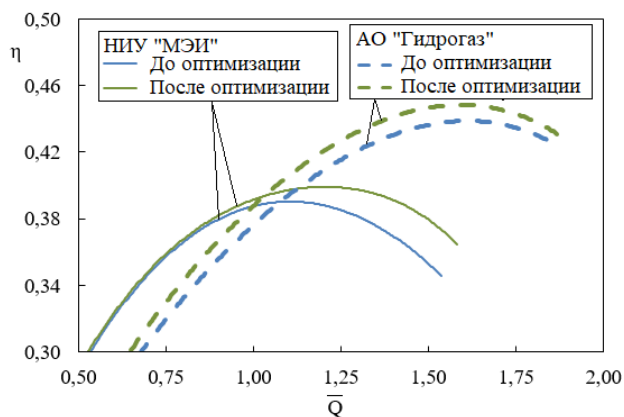


Рис.11. Результаты экспериментальной апробации на примере оптимизации ЛС насоса

АХ12.5/50

Как видно из энерго-кавитационных характеристик (рис.12), серийный насос с оптимизированными элементами проточной части отвечает условиям работоспособности, обладает повышенными энергетическими показателями и лучшими кавитационными показателями. Результаты испытаний демонстрируют эффективность разработанного комбинированного метода. Полученные на его основе решения обеспечивают требуемые показатели работоспособности, а также обладают лучшими энергетическими и кавитационными показателями. По результатам исследований прирост КПД оптимизированного серийного образца составил  $\Delta\eta = 7\%$ , а снижение кавитационного запаса  $\Delta(\Delta h) = 0,7 \text{ м}$  ( $\delta(\Delta h) = 30\%$ ) при  $\bar{Q} = 0.75$  и  $\Delta(\Delta h) = 0,4 \text{ м}$  ( $\delta(\Delta h) = 14\%$ ) в номинальном режиме.

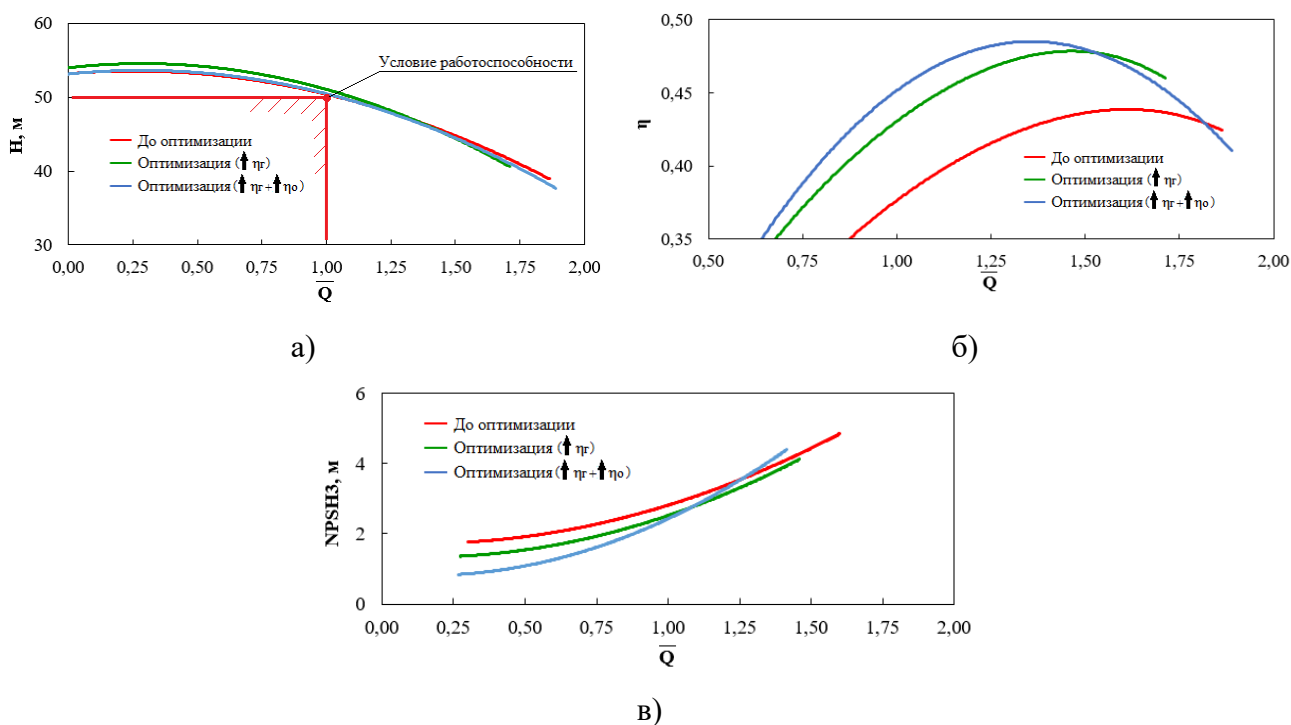


Рис.12. Результаты экспериментальной апробации на примере оптимизации проточной части рабочего колеса и щелевых уплотнений насоса AX12.5/50: а) – напорные характеристики, б) – характеристики КПД, в) – кавитационные характеристики

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработан алгоритм автоматизированного профилирования элементов проточной части, позволяющий повысить точность проектирования тихоходных насосов и уменьшить его трудоёмкость. В результате апробации на примере рабочего колеса насоса AX 12.5/50 установлено, что погрешность разработанного алгоритма составляет менее 0,1 % против 4,7 % у классических алгоритмов при экономии по времени в 720 раз с учётом подготовительных мероприятий.



2. Установлена полиномиальная зависимость между законом распределения скоростей в проточной части тихоходного центробежного насоса и величиной гидравлических, механических и объёмных потерь.
3. Разработан метод повышения интегрального КПД центробежных насосов на основе минимизации объёмных потерь, позволяющий, согласно результатам экспериментальной апробации на базе насоса АХ 12.5/50, повысить интегральный КПД на  $\Delta\eta = 0.8 \div 2.8\%$ .
4. Подтверждено улучшение энергетических и кавитационных показателей тихоходных центробежных насосов при проектировании и оптимизации их элементов проточной части согласно разработанному комбинированному методу по заданному закону распределения скоростей. На примере центробежного насоса АХ12.5/50 установлено, что оптимальным для насоса с заданной быстроходностью ( $n_s = 34$ ) и номинальной подачей ( $Q = 12.5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) является параболический закон распределения скоростей.
5. В результате расчётной апробации разработанного комбинированного метода на примере оптимизации одноярусной лопастной системы тихоходного насоса АХ12.5/50 установлено повышение КПД на  $\Delta\eta = 1.8 \div 5.8\%$  при обеспечении требуемого напора с точностью  $\delta_H \approx 4\%$  и выполнении требований к расположению оптимума КПД в соответствии с АРІ610.
6. В результате расчётной апробации разработанного комбинированного метода на примере оптимизации многоярусной лопастной системы тихоходного насоса АХ12.5/120 установлено повышение КПД на  $\Delta\eta = 4.5\%$  при обеспечении требуемого напора с точностью  $\delta_H \approx 3.8\%$  и выполнении требований к расположению оптимума КПД в соответствии с АРІ610.
7. Выполненные с использованием ПО *FlowVision* расчётные исследования тихоходных центробежных насосов показали хорошее совпадение с экспериментальными данными: погрешность определения КПД и мощности не более  $\Delta\eta \approx 5\%$  и  $\delta_N \approx 4.5\%$  соответственно.
8. В результате лабораторных исследований на стенде НИУ «МЭИ» и контрольных испытаний на стенде ЗАО «Гидрогаз» установлено, что при оптимизации лопастной системы рабочего колеса тихоходного насоса АХ12.5/50 в соответствии с заданным законом распределения скоростей и с учётом конструктивных ограничений достигается повышение КПД на  $\Delta\eta = 1.2\%$  и снижение кавитационного запаса на  $\Delta(\Delta h) = 1,4 \text{ м}$  при обеспечении требуемого напора с точностью  $\delta_H \approx 5\%$ .
9. В результате расширенных испытаний на стенде ЗАО «Гидрогаз» установлено, что при комплексной оптимизации рабочего колеса и щелевых уплотнений тихоходного насоса АХ12.5/50 в соответствии с заданным законом распределения скоростей и без дополнительных конструктивных ограничений достигается повышение КПД на  $\Delta\eta = 7\%$  и снижение

кавитационного запаса на  $\Delta(\Delta h) = 0,4$  м при обеспечении требуемого напора с точностью  $\delta_H \approx 1\%$ .

## **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **Научные статьи в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России для опубликования основных научных результатов:**

1. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Яворовский Ю.В., Дружинин А.А. Метод автоматизированного профилирования элементов проточной части центробежных насосов для топливно-энергетического комплекса //Надёжность и безопасность энергетики. – 2019. – №4(11). – С.260-267.
2. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г., Дружинин А.А. К вопросу об оптимизации проточной части рабочих колёс центробежных насосов// Надёжность и безопасность энергетики. – 2018. – №4(11). – С.311-318.

### **Научные статьи в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus:**

3. Vikhlyantsev A.A., Naumov A.V., Volkov A.V., Druzhinin A.A., Lyamasov A.K., Pankratov S.N., Orachelashvily B.M. Optimization Methods to Improve Energy Efficiency of Centrifugal Pumps at Thermal Power Plants (Методы оптимизации для повышения энергоэффективности центробежных насосов ТЭС)// International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE). – 2019. – №4(8). – pp.9617-9625.
4. Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Parygin A.G., Druzhinin A.A., Grigoriev S.V., Sobolev G.V. Verification of approaches of optimal control theory for the case study of low emission high head pump for petroleum and chemical industry (Верификация подходов теории оптимального управления на примере малорасходного высоконапорного насоса для нефтегазовой и химической промышленности)// International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). – 2018. – №8(9). – pp.1206-1215.
5. Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Parygin A.G., Druzhinin A.A., Naumov A.V. An analytical method for predicting hydraulic head losses in the outlet of centrifugal pump (Аналитический метод прогнозирования гидравлических потерь напора на выходе центробежного насоса)// International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET) – 2018. – №10(9). – pp.1228–1239.
6. Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Naumov A.V. Improving operation efficiency of hyperboloid cooling towers of recycling water supply of thermal power station (Повышение эффективности эксплуатации градирен башенного типа систем оборотного водоснабжения ТЭС) // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET) – 2018. – №11(9). – pp.1468–1475.

7. Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Parygin A.G., Naumov A.V., Druzhinin A.A. Application of Methods of the Optimum Control Theory for Development of High Efficiency Centrifugal Pumps (Применение методов теории оптимального управления при создании высокоэффективных центробежных насосов)// International Journal of Applied Engineering Research – 2017. – №19(12). – pp. 8768-8778.
8. Vihlantzev A.A., Pochylý F., Haluza M., Fialová S., Dobšáková L., Volkov A.V., Parygin A.G., Naumov A.V., Druzhinin A.A. Application of Heterogeneous Blading Systems Is the Way for Improving Efficiency of Centrifugal Energy Pumps (Применение гетерогенных лопастных систем – путь к повышению эффективности центробежных энергетических насосов)// Thermal Engineering – 2017. – №11(64). – pp.794–801.
9. Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Parygin A.G., Naumov A.V., Šoukal J., Sedlár M., Komárek M., Influence of Hydrophibization of Impellers of Centrifugal Pumps on their Operating Characteristics (Влияние гидрофобизации рабочих колес центробежных насосов на их эксплуатационные характеристики)// Thermal Engineering – 2016. – №12. – pp.11-17.

**Статьи и научные труды в других изданиях:**

10. Вихлянцев А.А., Наумов А.В., Волков А.В., Лямасов А.К., Панкратов С.Н. Оценка прогнозных энергетических характеристик прототипа консольного циркуляционного насоса с усовершенствованной лопастной системой // Сборник докладов МНТК "ECOPUMP-RUS'2019" Энергоэффективность и инновации в насосостроении. – 2019. – С.11-16.
11. Волков А.В., Парыгин А.Г., Вихлянцев А.В. Повышение энергоэффективности тихоходных малорасходных насосов за счёт уменьшения утечек через щелевые уплотнения// Сборник научных трудов X МНТК «Гидравлические машины, гидропневмоприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» – 2018. – С.55-65. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id7-22
12. Волков А.В., Парыгин А.Г., Вихлянцев А.А., Григорьев С.В., Марков Д.В. Разработка технических решений совершенствования отечественных центробежных насосных агрегатов для нефтегазовой и химической промышленности // Сборник докладов МНТК "ECOPUMP-RUS'2018" Инновации и энергоэффективность в насосостроении. – 2018. – С.17-27.
13. Вихлянцев А.А., Волков А.В. Повышение энергоэффективности центробежных насосов, работающих в Smart-системах тепло- и водоснабжения// Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XX Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Электронный сборник материалов и докладов – 2016. – С.18-26.
14. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г. Особенности интерпретации CFD-кода при определении энергетических характеристик насосов в условиях, эквивалентных физическому эксперименту//Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции

«Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития.» – 2016. – С.142-149.

15. Волков А.В., Парыгин А.Г., Вихлянцев А.А. Возможности применения гетерогенных лопастных систем для расширения рабочей зоны центробежных насосов // Сборник докладов МНТК "ЕСОРУМР-RUS 2016 Энергоэффективность и инновации в насосостроении. импортозамещение и локализация производства в России. – 2016. – С.9-12.

**Патенты и свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ:**

16. Вихлянцев А.А. Способ оптимизации формы элементов проточной части центробежного насоса. Патент на изобретение №2716523 от 12.03.2020г.

17. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г., Наумов А.В., Рыженков А.В. Рабочее колесо центробежного насоса. Патент на изобретение № 2611122 от 21.02.2017г.

18. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г., Лукин М.В., Рыженков А.В. Реактивное рабочее колесо центробежного насоса. Патент на изобретение №2613545 от 17.03.2017г.

19. Вихлянцев А.А., Наумов А.В. Программа для профилирования элементов проточной части лопастной машины. Программа для ЭВМ №2019661903 от 03.09.2019 г.

20. Вихлянцев А.А., Парыгин А.Г. Программа расчёта гидравлических потерь в безлопаточном отводе центробежного насоса. Программа для ЭВМ №2019610881 от 18.01.2019г.

21. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г. Программа для оптимизации геометрии проточных частей рабочих колёс центробежных насосов с гомогенной лопастной системой. Программа для ЭВМ №2018610601 от 12.01.2018г.

22. Вихлянцев А.А., Волков А.В., Парыгин А.Г. Программа для расчёта оптимальной геометрии модификаций щелевых уплотнений рабочих колёс центробежных насосов. Программа для ЭВМ №2018660064 от 15.08.2018г.

23. Вихлянцев А.А., Волков А.В. Программа для оптимизации геометрии проточной части рабочих колёс центробежных насосов. Программа для ЭВМ №2018663115 от 22.10.2018г.