

Вихлянцеv Александр Андреевич¹
alexgidro91@mail.ru

Волков Александр Викторович¹
volkovav@mpei.ru

Рыженков Артём Вячеславович¹
av_ryzhenkov@mail.ru

Дружинин Алексей Анатольевич¹
alexey2959@mail.ru

Марков Дмитрий Валентинович²
hg@hydrogas.ru

Jiří Šoukal³
v.liskova@sigma.cz

Milan Sedlař³
m.sedlar@sigma.cz

Martin Komárek³
chv@sigma.cz

František Pochylý⁴
pochyly@fme.vutbr.cz

Pavel Rudolf⁴
rudolf@fme.vutbr.cz

Simona Fialová⁴
fialova@fme.vutbr.cz

¹ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ», Россия, г. Москва

²ВГТУ, Россия, г. Воронеж

³Centrum hydraulického výzkumu spol. s r. o. «Sigma» (Центр гидравлических исследований «Sigma»), Чешская республика, г. Лутин

⁴Vysoké učení technické v Brně (Технический университет г. Брно), Чешская республика, г. Брно

РАЗРАБОТКА КОМБИНИРОВАННОГО МЕТОДА ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТИХОХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Аннотация. На сегодняшний день одним из основных трендов в области насосостроения является цифровизация производств и внедрение

передовых 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.

Широкий сегмент рынка насосного оборудования в энергетике и нефтегазовой и химической промышленности представляют тихоходные центробежные насосы, для которых особо актуальны вопросы повышения энергетических показателей и соответствия международным стандартам, что особенно актуально в условиях глобализации мировой экономики.

В данной работе представлены результаты исследований, проведённых в рамках создания САПР гидравлических машин с использованием комбинированного подхода к синтезу элементов проточных частей тихоходных центробежных насосов. Рассмотрены основные преимущества такого подхода и возможности его интеграции с методами инженерной оптимизации и направлениями, доминирующими в проектировании насосного оборудования в настоящий момент в мире. Выполнены предварительные расчётно-экспериментальные исследования с целью накопления необходимого объёма статистической информации о связи величины гидравлических и механических потерь с геометрией проточной части центробежного насоса. Проведён анализ параметров течения при использовании различных концепций построения лопастных систем.

Описан разработанный комбинированный метод оптимизации формы элементов проточной части по заданному закону распределения скоростей, оптимальная форма которого определялась на основе проведённого статистического анализа с привлечением теории планирования эксперимента и методов многомерной оптимизации.

Представлены результаты расчётной апробации разработанного комбинированного метода проектирования проточных частей центробежных насосов на примере одноярусных и многоярусных лопастных систем с учётом конструктивных ограничений. Оценка полученных по разработанной методике проточных частей показала соответствие статистическим данным по приросту напора у многоярусных лопастных систем. Также установлено, что центробежные насосы с оптимизированными проточными частями соответствуют требованиям API 610 и обладают повышенными энергетическими характеристиками.

Приведены результаты лабораторных экспериментальных исследований на стенде НИУ «МЭИ» и контрольных испытаний на стендовом оборудовании одного из ведущих в РФ производителей насосного оборудования для нефтегазовой и химической промышленности —

ЗАО «Гидрогаз». Результаты испытаний демонстрируют эффективность разработанного комбинированного метода. Полученные на его основе решения обеспечивают требуемые показатели работоспособности, а также обладают лучшими энергетическими показателями и кавитационными показателями. По результатам исследований прирост КПД оптимизированного серийного образца составил $\Delta\eta = 5 \div 6 \%$, а снижение кавитационного запаса $\Delta h = 14 \div 55 \%$.

Ключевые слова: энергетика, промышленность, насос, КПД, кавитация, лопасть.

Vikhlyantsev Alexander¹
alexgidro91@mail.ru

Volkov Alexander¹
volkovav@mpei.ru

Ryzhenkov Artem¹
av_ryzhenkov@mail.ru

Druzhinin Alexey¹
alexey2959@mail.ru

Markov Dmitriy²
hg@hydrogas.ru

Jiří Šoukal³
v.liskova@sigma.cz

Milan Sedlař³
m.sedlar@sigma.cz

Martin Komárek³
chv@sigma.cz

František Pochylý⁴
pochyly@fme.vutbr.cz

Pavel Rudolf⁴
rudolf@fme.vutbr.cz

Simona Fialová⁴
fialova@fme.vutbr.cz

¹*NPU «MPEI», Russia, Moscow*

²*VSTU, Russia, Voronezh*

³*Centrum hydraulického výzkumu spol. s r.o. “Sigma”
(Hydraulic Research Center “Sigma”), Česká republika, Lutín*

⁴*Vysoké učení technické v Brně (Brno Technical University),
Česká republika, Brno*

DEVELOPMENT OF A COMBINED METHOD OF LOW-SPEED CENTRIFUGAL PUMPS FLOW PASSAGES OPTIMIZATION

Abstract. Today, one of the main trends in the field of pump engineering is the digitalization of factories and the introduction of advanced information technologies. The purpose of these measures is to reduce the time spent on performing typical engineering tasks and increase the competitiveness of the developed pumping equipment by expanding the capabilities of existing engineering tools for optimization and design. At the same time, a constructor is increasingly assigned the role of an expert who evaluates the intermediate results of numerical modeling and transmits computer commands at key stages.

A wide segment of the pump equipment market in the energetics and oil & gas industries is represented by low-speed centrifugal pumps, which are particularly relevant to improving energy performance and compliance with international standards, which is especially important in the globalized world economy.

This paper presents the results of research made in the framework of creating CAD of hydraulic machines using a combined approach to the synthesis of elements of flow parts of low-speed centrifugal pumps. The main advantages of this approach and the possibilities of its integration with engineering optimization methods and the latest scientific developments in the field of pump engineering for nowadays are considered. Preliminary computational and experimental studies were performed in order to accumulate the necessary amount of statistical information about the relationship between the value of hydraulic and mechanical losses and the geometry of the flow part of the centrifugal pump. The analysis of flow parameters using various concepts of construction of blade systems is carried out.

The developed combined method of low-speed centrifugal pumps flow passages optimization according to a given velocity chart is described. The optimal shape of this one was determined using the results of statistical analysis, theory of experimental planning and multidimensional optimization methods.

The results of the calculations of the developed combined method of designing the flow parts of centrifugal pumps on the example of singletier and multi-tier vane systems, taking into account the design restrictions on the dimensions of the body elements, are presented. The evaluation of the flow parts obtained by the developed method showed that they correspond to the statistical data on the head increase in multitiered blade systems. It is also found that centrifugal pumps with optimized flow parts correspond the requirements of API 610 and have better energy characteristics.

The results of laboratory experimental research at the stand of NRU «MPEI» and control tests made on the bench of one of the leading Russian manufactur-

ers of pumping equipment for the oil & gas industry – CJSC «Hydrogas» are presented. The test results demonstrate the effectiveness of the developed combined method. The solutions obtained on its basis have the required performance indicators, as well as better energy and cavitation indicators. According to the research results, the increase in the efficiency of the optimized serial pump was $\Delta\eta = 5\div 6\%$, and the decrease in the cavitation reserve was $\Delta h = 14\div 55\%$.

Keywords: energy, petrochemical, centrifugal, pump, efficiency, NPSH, blade.

Введение

Широкий сегмент рынка насосного оборудования в энергетике и нефтегазовой и химической промышленности представляют тихоходные центробежные насосы (с низким n_s), для которых особо актуальны вопросы повышения энергетических показателей и соответствия международным стандартам, что особенно актуально в условиях глобализации мировой экономики. Анализ центробежных насосов, применяемых в рамках технологических циклов предприятий РФ, показал, что наиболее востребованными в данном отраслевом сегменте являются насосы с расходами менее $Q < 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напорами до $H < 120 \text{ м}$.

На сегодняшний день одним из основных трендов в области насосостроения является цифровизация производств и внедрение передовых 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.

Анализ современных подходов к проектированию центробежных насосов позволил 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.

Как известно, во многом такие требования определяются эксплуатационными факторами, такими как:

- химический состав рабочей среды;
- наличие твёрдых абразивных включений и/или газовой фазы;
- склонность рабочей среды к полимеризации;
- высокая вязкость рабочих жидкостей;
- эксплуатация в широком диапазоне расходов.

При этом имеет место проблематика насосов с низким n_s :

– низкий КПД, в т. ч. и ввиду конструктивных особенностей: низкий n_s , увеличенные потери на трение и вихреобразование, объёмные, механические потери);

- западающая на малых подачах напорная характеристика.

Учитывая перечисленные факторы, характерные для рассматриваемой группы насосов, выделяют два основных направления их совершенствования:

– доработка конструкции и систем автоматизированного управления. Данное направление предполагает разработку новых конструкционных материалов, герметизацию (минимизация внешних утечек), учёт возможности исполнений с обогреваемым/ охлаждаемым корпусом, унификацию элементов конструкции, разработку технических решений для снижения уровня вибраций и т. д.

– совершенствование проточных частей с целью обеспечения соответствия международному стандарту API 610, расширения рабочей зоны, повышения КПД η и снижения потребляемой мощности при обеспечении строго заданного напора H , уменьшения кавитационного запаса Δh .

Согласно данным, представленным в публикациях [1–6] второе направление, представляет значительный интерес для производителей.

Методы и подходы

Методы численного моделирования

При проведении расчётных исследований применялись 3D-методы гидродинамического анализа, реализованные в коммерческом пакете прикладных программ (ППП) FlowVision. Данный ППП основан на конечно-объёмном 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 оптимальной схемы расчётной модели и граничных условий была выполнена предварительная экспериментальная верификация на базе центробежного насоса AX12.5/50 с различными колёсами.

За основу при постановке численного эксперимента были приняты модель несжимаемой однофазной жидкости и k - ε модель турбулентности. Состав, параметры и граничные условия расчётной модели представлены в таблице 1 и на рисунке 1. Анализ результатов численного моделирования (рисунок 2) показал, что оптимальным решением с точки зрения соотношения ресурсозатрат

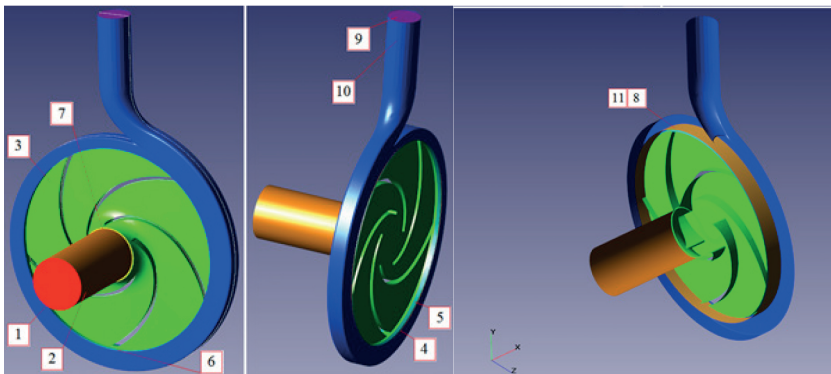


Рис. 1. Расчётная модель центробежного насоса AX12.5/50

Параметры и граничные условия расчётной модели

Модели	Системы координат (СК)	Подобласти	Граничные условия (см. рис. 1)
Модель 0 Опорные величины: Температура: 293 [K] Давление: 101 000 [Па] Вектор гравитации $\{x; y; z\}$: $\{0; -9.81; 0\}$ [м/с²] g-точка $\{x; y; z\}$: $\{0; 2; 0\}$ [м] g-плотность: 1000 [кг/м³] Вещества: Вода (жидкая) Фазы: Фаза 0: Вещества: Вода (жидкая) {1 фаза}	Глобальная СК Частота вращения: 0 [рад/с] Локальная СК 0 Частота вращения: −308.8 [рад/с] Центр: $\{x; y; z\}$: $\{0; 0; 0\}$ [м] Направление вращения $\{x; y; z\}$: $\{1; 0; 0\}$ [м]	Рабочее колесо Модель: Модель 0 СК: Локальная СК	Назв. Вход насоса Стенка подвода Стенка колеса Стенка отвода 1 Утечки через заднее уплотнение (выход)

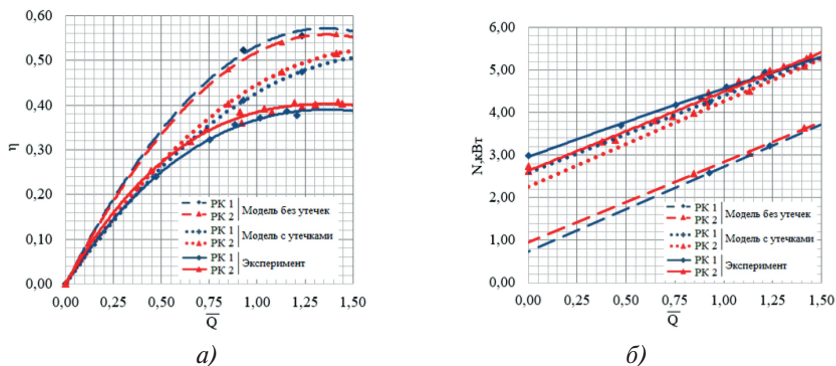


Рис. 2. Результаты верификации:

а) – характеристики КПД, б) – мощностные характеристики

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 $Q = Q_{\text{пот}} = 12,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $Q = Q / Q_{\text{пот}} = 1$).

Подходы к синтезу элементов проточной части

Среди основных показателей, на которые наиболее часто обращают внимание производители, являются КПД η и кавитационный запас Δh . Учитывая это, подходы к синтезу элементов проточной части рассматривались в трёх ключевых направлениях по энергетическим показателям:

- повышение гидравлического КПД η_r с применением с применением гетерогенных лопастных систем (далее ЛС) и ЛС с изменённой диффузорностью межлопастных каналов;
- повышение механического КПД η_m с применением многоярусных ЛС;
- повышение объёмного КПД η_o посредством минимизации утечек через бесконтактные щелевые уплотнения.

При этом одновременно с энергетическими рассматривались вопросы улучшения и кавитационных показателей.

В рамках технологических циклов насосы работают в широком диапазоне подач. В таких условиях наиболее актуальным направлением совершенствования центробежных насосов является расширение их рабочей зоны и снижение среднеинтегрального энергопотребления. Технически это возможно реализовать с помощью гетерогенных ЛС, проектируемых на расчётную область.

Изменение диффузорности межлопастных каналов позволяет минимизировать вихревые гидравлические потери и может быть эффективным решением для тихоходных центробежных насосов. Изменение диффузорности может осуществляться различными способами как симметрично относительно средней линии тока, так и ассиметрично с отклонением в сторону тыльной или рабочей поверхности лопасти.

Многоярусные ЛС позволяют повысить напор центробежного насоса за счёт дополнительного ряда лопастей в среднем на 15 % согласно статистическим данным. Этот дополнительный прирост чаще всего используется для уменьшения габаритных размеров рабочих колёс центробежных насосов и уменьшения механических потерь (прежде всего дисковых).

Повышение объёмного КПД также является перспективным направлением совершенствования тихоходных центробежных насосов. По различным оценкам данной группы насосов доля утечек через щелевые уплотнения составляет 20–30 %, что оказывает существенное влияние на энергетические показатели центробежного насоса.

На основе серии расчётно-экспериментальных исследований был разработан комбинированный метод оптимизации формы элементов проточной части по заданному закону распределения скоростей, позволяющий применять в различных сочетаниях перечисленные подходы к синтезу элементов проточной части и находить оптимальные решения. За основу при разработке метода были приняты подходы инженерной оптимизации, согласно которым оптимальная структура разрабатываемого объекта определяется отысканием экстремума обобщённого функционала Φ ,

составленного с учётом заданных целевых показателей $\mathbb{Y}$, входных данных $\mathbb{X}$, ограничений $\mathbb{O}$ и управляющих воздействий $\mathbb{G}$ (рис. 3).

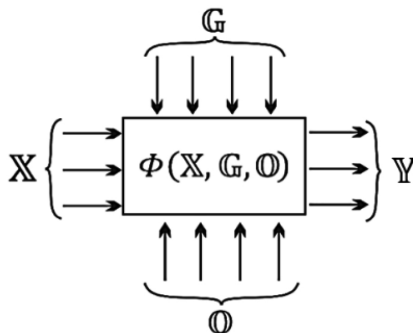


Рис. 3. Структура разрабатываемого объекта согласно подходам инженерной оптимизации

В качестве основного целевого показателя были приняты энергетические потери, рассчитываемые через обобщённый функционал Φ (1) исходя из данных о геометрии проточной части. Кавитационный запас был переведён в разряд ограничений, сформулированных в виде штрафной функции Δh (2).

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

где $\Phi_1 = \sum_{i=1}^{n_1} \lambda_i \Delta \eta_i$ — 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, λ_i — весовые коэффициенты, $\Delta \eta_i = f(\eta_{\Gamma i}, \eta_{\text{Mi}}, \eta_{\text{oi}}) = f(k_j, \mathbb{G}, \mathbb{X})$ — энергетические потери в режиме Q_i ; $k_j = (0 \vee 1)$, $j = 1 \div 5$ — коэффициенты, включающие соответствующие блоки в описание функционала Φ_1 (диффузорность и др.).

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

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, Γ_1 – циркуляция на входе насоса, ω – угловая скорость, g – ускорение свободного падения, ξ_1 , ξ_2 – эмпирические коэффициенты.

Для технической реализации разработанного комбинированного метода был составлен алгоритм автоматизированного профилирования элементов проточной части. Данный алгоритм позволял выполнять построение проточных частей с учётом входных данных, конструктивных ограничений и заданных управляющих воздействий, представленных законами распределения скоростей в элементах проточной части. Результаты тестирования данного алгоритма на примере насоса AX12.5/50 представлены в публикации [7].

Как известно при решении оптимизационных задач очень важно получить хорошее первое приближение. С этой целью был проведён анализ законов распределения скоростей в элементах проточной части центробежных насосов по блокам расчётных исследований в направлении повышения гидравлического и механического КПД. Были проведены исследования гетерогенных ЛС с использованием теории планирования эксперимента. Что примечательно, помимо подтверждения ожидаемого эффекта повышения КПД была также установлена сходимость с мировыми трендами исследований гетерогенных ЛС.

Аналогичным образом с использованием теории планирования эксперимента были проведены исследования ЛС с изменённой диффузорностью межлопастных каналов.

Также на базе типоразмерного ряда насосов AX с напорами от 50 до 120 м и расходами от 12,5 до 50 м³/ч были проведены

исследования многоярусных ЛС в диапазоне быстроходностей $n_s = 20 - 67$.

Результаты данных исследований представлены на рисунке 4 в виде графиков $\eta_r(Q)$ и $\Delta\eta_m(Q, n_s)$, отражающих изменение механического и гидравлического КПД лучших образцов исследуемых насосов в зависимости от режима работы по подаче Q и быстроходности n_s .

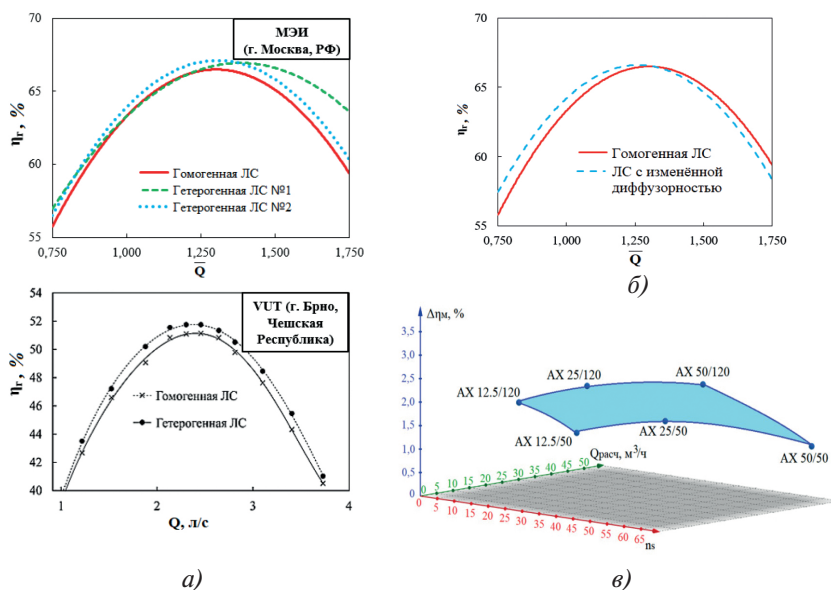


Рис. 4. Результаты расчётных исследований:
а) – гетерогенных ЛС, б) – ЛС с изменённой диффузорностью
межлопастных каналов, в) – многоярусных ЛС

Повышение объёмного КПД рассматривалось в виде отдельного модуля расчётно-экспериментальных исследований. Прежде всего, здесь рассматривались решения, связанные с минимизацией объёмных потерь за счёт модификации геометрии щелевых уплотнений. Как показал анализ литературы, используемые на сегодняшний день статистические подходы недостаточно развиты,

не являются универсальными и, что самое главное, не позволяют прогнозировать реальный энергетический эффект от изменения конфигурации щелевых уплотнений. Учитывая это, был разработан гибкий метод минимизации объёмных потерь, построенный на базе оптимизационных подходов. Результаты апробации данного метода были представлены в работе [8].

Проведённые исследования позволили 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, а также определить значения эмпирических коэффициентов, заложенных в уравнение (1) функционала Φ .

Результаты и обсуждение

Расчётная апробация разработанного комбинированного метода

Расчётная апробация разработанного комбинированного метода проектирования проточных частей центробежных насосов

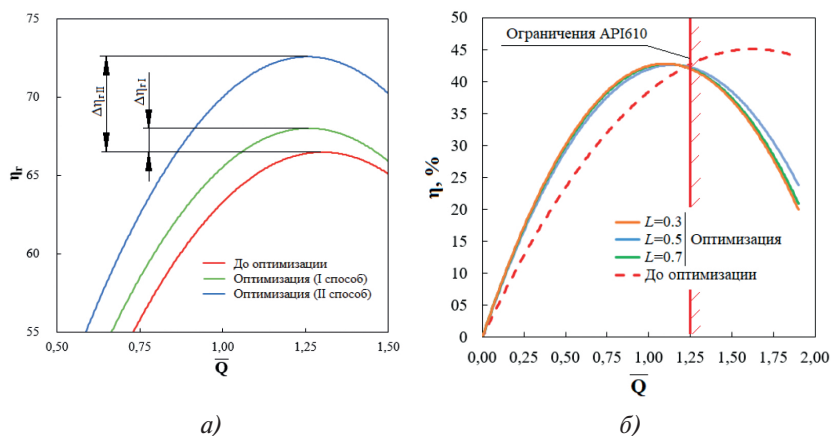


Рис. 5. Результаты апробации разработанного комбинированного метода оптимизации формы элементов проточной части:
а) – на одноярусных ЛС, б) – на многоярусных ЛС

выполнялась на примере одноярусных ЛС насоса AX12.5/50 двумя способами:

- без изменения меридиональной проекции;
- с изменением меридиональной проекции.

Согласно результатам численного моделирования (рисунок 5) оптимизация всей проточной части позволяет достигнуть наибольшего эффекта, однако такое решение не всегда вписывается в существующие конструктивные ограничения корпусных элементов насоса.

Для большей достоверности апробация разработанного метода также была выполнена на примере многоярусных ЛС тихоходного насоса AX12.5/120. Анализ результатов расчётов показал, что центробежный насос с оптимизированными проточными частями соответствует требованиям API 610 и обладает повышенными энергетическими характеристиками.

Экспериментальная апробация разработанного комбинированного метода

Заключительным представленной работы стало проведение экспериментальных исследований на базе насоса AX12.5/50. Изготовление макетов рабочих органов насоса с различными проточными частями осуществлялось с использованием 3D-аддитивных технологий методом послойного наплавления. Для облегчения промежуточного контроля геометрии и снижения расходов при возникновении брака использовалась сборная конструкция макетов.

Испытания проводились в виде нескольких блоков. Сначала была выполнена 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 (рисунок 6).

После этого была выполнена оптимизация ЛС серийного насоса одного из ведущих производителей РФ ЗАО «Гидрогаз»

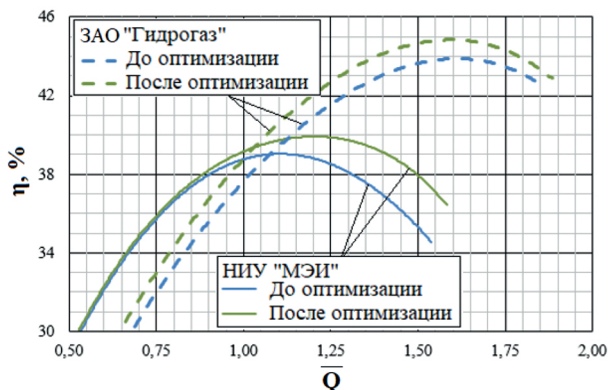


Рис. 6. Результаты экспериментальной апробации на примере оптимизации ЛС насоса AX12.5/50

и проведены контрольные испытания на его стендовом оборудовании.

Результат контрольных испытаний соответствовал полученным в лабораторных условиях экспериментальным трендам, что позволило сделать заключение о работоспособности разработанного метода и целесообразности его использования для проведения расширенных исследований с полной оптимизацией проточной части рабочего колеса серийного центробежного насоса и его щелевых уплотнений, с учётом требований к кавитационным показателям. Результаты испытаний, представленные в данной работе, позволяют сделать вывод об эффективности разработанного комбинированного метода проектирования проточных частей центробежных насосов с низким n_s .

Как видно из энерго-кавитационных характеристик (рисунков 7), полученные решения соответствуют заданным условиям работоспособности, обладают повышенными энергетическими показателями и лучшими кавитационными показателями. Результаты испытаний демонстрируют эффективность разработанного комбинированного метода. Полученные на его основе решения обеспечивают требуемые показатели работоспособности,

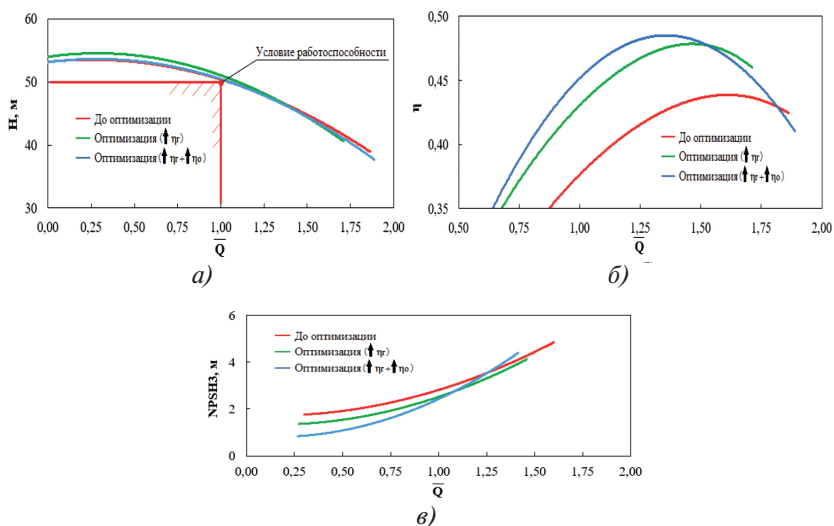


Рис. 7. Результаты экспериментальной апробации на примере оптимизации проточной части рабочего колеса и щелевых уплотнений насоса AX12.5/50:

а) — напорные характеристики, б) — характеристики КПД, в) — кавитационные характеристики

а также обладают лучшими энергетическими и кавитационными показателями. По результатам исследований прирост КПД оптимизированного серийного образца составил $\Delta\eta = 5\text{--}6\%$, а снижение кавитационного запаса $\Delta h = 14\text{--}55\%$.

Заключение

1. Выполнен анализ подходов к синтезу и оптимизации элементов проточной части центробежных насосов с низким n_s .
2. Выполнена верификация расчётной модели центробежного насоса с низким n_s с использованием ППП расчётно-численного моделирования FlowVision. Определены оптимальные параметры расчётной модели для достижения минимальной требуемой в рамках проводимых исследований точности $\Delta\eta \leq 5\%$ и $\delta_N \leq 5\%$.

3. Проведены расчётные исследования по определению величины гидравлических и механических потерь в центробежных насосах, имеющих лопастную систему с изменённой диффузорностью, гетерогенную лопастную систему, гомогенную одно-русную/многорусную лопастную систему.

4. Проведены расчётно-теоретические и экспериментальные исследования влияния геометрии щелевых уплотнений центробежных насосов на величину объёмных потерь.

5. Выполнена расчётно-экспериментальная апробация комбинированного метода проектирования проточных частей энергоэффективных центробежных насосов с низким n_s :

- проведены лабораторные исследования на стенде НИУ «МЭИ»;

- выполнены контрольные испытания на стенде ведущего производителя центробежных насосов для нефтегазовой и химической промышленности ЗАО «Гидрогаз».

Полученные результаты позволили сделать вывод об эффективности разработанного комбинированного метода. В частности, по итогам апробации на примере оптимизации рабочего колеса и щелевых уплотнений центробежного насоса AX12.5/50 было достигнуто повышение КПД на $\Delta\eta = 5\text{--}6\%$ и снижение кавитационного запаса $\Delta h = 14\text{--}55\%$ при выполнении условия работоспособности: обеспечение напора $H = 50$ м при подаче $Q = 12,5$ м³/ч.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (уникальный идентификационный номер проекта RFMEFI58618X0060) и Министерства образования, молодежи и спорта Чешской Республики (уникальный идентификационный номер проекта LTARF18).

Список литературы

1. Горбатов Д. А., Жарковский А. А., Иванов Е. А. Учет влияния чистоты поверхностей на гидравлические потери в элементах проточной части центробежного насоса // Неделя науки СПбПУ, 2018. — С. 162–164.

2. **Иванов Е. А., Жарковский А. А., Боршев И. О.** Улучшение гидравлических и пульсационных характеристик многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. — 2018. — 24(3). — С. 126–138.

3. **Checcucci M., Schneider A., Marconcini M., Rubecchini F., Arnone A., De Franco L., Coneri M.** A novel approach to parametric design of centrifugal pumps for a wide range of specific speeds. In Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows 2015.

4. **Боровин Г. К., Петров А. И., Протопопов А. А.** Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса // Препринты Института прикладной математики им. М. В. Келдыша РАН. — 2016. — С 63–16.

5. **Ломакин В. О., Щербачев П. В., Тарасов О. И., Покровский П. А., Семёнов С. Е., Петров А. И.** Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов // Наука и образование. — 2012. — (4). — С. 1–10.

6. **Чабурко П. С., Ломакин В. О., Кулешова М. С., Баулин М. Н.** Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-Тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. — 2016. — 1. — С. 55–61.

7. **Вихлянец 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. — 11(4). — С. 260–267.

8. **Волков А. В., Парыгин А. Г., Вихлянец А. В.** Повышение энергоэффективности тихоходных малорасходных насосов за счёт уменьшения утечек через шелевые уплотнения // Сборник научных трудов X МНТК «Гидравлические машины, гидропневмоприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». — 2018. — С. 55–65.