

На правах рукописи



Кузьмин Антон Вячеславович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНОГО НАСОСА ДЛЯ
ДОБЫЧИ НЕФТИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ
ЧАСТИ ЕГО СТУПЕНИ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая
отрасль)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 2018 г.

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина», г. Москва.

Научный руководитель:

Сабиров Альберт Азгарович,
доцент кафедры машины и
оборудования нефтяной и газовой
промышленности РГУ нефти и газа
(НИУ) имени И.М. Губкина,
кандидат технических наук,
руководитель лаборатории
скважинных насосных установок
для добычи нефти.

Официальные оппоненты:

Сызранцев Владимир Николаевич,
д.т.н., профессор, Тюменский
индустриальный университет

Ишемгузин Игорь Евгеньевич,
к.т.н., доцент, УГНТУ

Ведущая организация:

ОАО «Особое конструкторское
бюро бесштанговых насосов
КОННАС»

Защита состоится «22» июня 2018 г. в 13:00 на заседании диссертационного совета Д212.291.02 в Ухтинском государственном техническом университете по адресу: 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, д.13.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ухтинский государственный технический университет», www.ugtu.net в разделе «Диссертации».

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с заверенными гербовой печатью и подписью просим направлять по адресу: 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, д.13, ФГБОУ ВО «Ухтинский государственный технический университет», диссертационный совет.

Автореферат разослан «18» мая 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н.



Борейко Д.А.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. На сегодняшний день количество добываемой нефти в РФ при помощи установок электроцентробежных насосов, по различным данным, составляет более 75% от общего объема добычи, а в некоторых регионах страны эта цифра составляет 90–95%. Значительную долю установок, используемых в добыче нефти, составляют центробежные насосы малой и средней быстроходности $n_s=40-150$.

Первостепенная задача, стоящая при создании таких машин, состоит в обеспечении максимально возможного гидравлического КПД и напорности ступени (отношение напора к единице длины установки). Однако, из-за осложнившихся условий эксплуатации нефтедобывающих скважин, например, таких как наличие в скважинах боковых стволов малого диаметра, появилась необходимость в создании малогабаритных насосных установок для добычи нефти. Появление таких электроцентробежных насосных установок рождает новые вопросы по их проектированию и особенностью работы, обусловленные, например, изменением частоты вращения рабочих колес, вязкости перекачиваемой жидкости; особенностями влияния геометрии проточной части ступени на течение потока и ее характеристику из-за уменьшения радиального габарита ступени. Поэтому вопросы, связанные с исследованием особенностей рабочего процесса данного вида оборудования при уменьшении его диаметального габарита, имеют актуальность и практический интерес.

Степень разработанности темы исследования. Существенный вклад в развитие теории гидромашин внесли многие отечественные и зарубежные исследователи, среди которых: Михайлов, Пфлейдерер, Фролов, Жарковский, Каталажнова, Пугачев, Гулич. В ряде работ показано, что для ступени в малом радиальном габарите погружного центробежного насоса для добычи нефти нельзя использовать известные и распространенные методы проектирования как для обычных центробежных насосов из-за существенных отклонений полученных характеристик от расчетных,

определенных по распространенным методикам с использованием известных уравнений подобия. Большинство методов основаны на упрощенных эмпирических расчетах, которые не учитывают многих физических процессов, а математическая модель, полностью описывающая течение вязкой жидкости в ступени центробежного насоса и позволяющая выполнить его точное конструирование, нуждается в доработке и требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

Цель работы. Определение особенностей характеристик ступеней погружных центробежных насосов средней быстроходности для добычи нефти при изменении их габаритной группы.

Задачи исследования:

1. Рассмотреть конструктивные особенности погружных центробежных насосов для эксплуатации скважин с боковыми стволами малого диаметра. Рассмотреть основные проблемы эксплуатации скважин с боковыми стволами.

2. Рассмотреть конструктивные особенности ступени погружного центробежного насоса в зависимости от его габаритной группы. Выбрать габаритные группы для исследований и конструктивные схемы рабочего колеса для проведения экспериментов. Разработать методику проектирования ступеней центробежных насосов для добычи нефти.

3. Провести численные эксперименты со спроектированными ступенями с выбранными конструктивными отличиями. Проанализировать влияние изменений конструктивных и геометрических параметров на изменение напора и гидравлического КПД для разных габаритных групп центробежных насосов. Провести стендовые испытания спроектированных ступеней.

4. Выполнить анализ характера течения потока жидкости внутри ступеней различных габаритных групп насосов для добычи нефти на основе результатов компьютерного моделирования.

5. Провести промышленные испытания центробежного насоса с целью доказать работоспособность оборудования, спроектированного по предложенной методике.

Научная новизна:

- При помощи разработанной математической модели с использованием регрессионного анализа определены особенности поведения характеристики ступени погружного центробежного насоса для добычи нефти при изменении габарита ступени.
- Установлен характер изменения напора и гидравлического КПД в характеристике ступени погружного центробежного насоса для добычи нефти от изменения размерных параметров ее проточной части (диаметр ведущего и ведомого дисков рабочего колеса, отношение площадей проходных каналов в ступени) для различных габаритных групп, в частности - для условных диаметров ЭЦН 2А и 5А.

Теоретическая значимость работы состоит в том, что

разработанные автором положения, посвященные установлению характера изменения напора и гидравлического КПД ступеней центробежного насоса при изменении размерных параметров ее проточной части, могут быть использованы в качестве теоретических основ при дальнейших работах по данному виду оборудования. Это обеспечивает повышение эффективности создания насосного оборудования для добычи нефти с использованием разработанной математической модели в области расчета и конструирования ступеней ЭЦН.

Практическая значимость работы определяется тем, что:

- Создана и опубликована методика проектирования ступеней погружных центробежных насосов для добычи нефти. Разработанная методика утверждена ООО ЦОНИК имени И.М.Губкина в качестве основы для разработки ступеней ЭЦН для боковых стволов малого диаметра.
- Созданы по авторской методике ступени ЭЦН габарита 2А

погружного центробежного насоса для добычи нефти, прошедшие стендовые испытания и опытно-промысловые испытания на скважинах ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

- Подготовлено и издано учебное пособие «Проектирование и исследование ступеней динамических насосов», используемое в учебном процессе РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина при подготовке бакалавров и магистров.

- По результатам диссертационной работы получен патент на направляющий аппарат центробежного скважинного нефтяного насоса.

- На основе данных численных экспериментов и спроектированной ступени в диаметральном габарите 2А создан насос ЭЦНО2А-25(40)-420, успешно прошедший заводские испытания на стенде ООО «Ижнефтепласт» и промысловые испытания на Ватьеганском месторождении ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

- Результаты работы включены в учебный процесс федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина» при подготовке магистрантов по направлению "Технологические машины и оборудование".

Соответствие паспорту специальности. Диссертационная работа соответствует паспорту специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль) в части пунктов:

1. Разработка научных и методологических основ проектирования и создания новых машин, агрегатов и процессов; механизации производства в соответствии с современными требованиями внутреннего и внешнего рынка, технологии, качества, надежности, долговечности, промышленной и экологической безопасности.

3. Теоретические и экспериментальные исследования параметров машин и агрегатов и их взаимосвязей при комплексной механизации

основных и вспомогательных процессов и операций.

5. Разработка научных и методологических основ повышения производительности машин, агрегатов и процессов, и оценки их экономической эффективности и ресурса.

Методология и методы исследования. Решение поставленных в данной работе задач выполнялось комплексным методом путем моделирования трехмерных гидродинамических процессов, происходящих в потоке вязкой несжимаемой жидкости в ступени центробежного насоса с использованием программ вычислительной гидродинамики SolidWorks и STAR-CCM+. Обработка результатов экспериментальных исследований выполнена с помощью математической модели при помощи Mathcad.

Достоверность результатов исследований обеспечивается верификацией теоретических научных результатов результатами физического эксперимента. Результаты исследований хорошо коррелируются с результатами теоретических, стендовых и промышленных испытаний других авторов.

Положения, выносимые на защиту:

- экспериментально установлено влияние эпюры скорости потока на выходе из рабочего колеса центробежного насоса на характеристику ступени для разных габаритных групп.

- определен характер реакции напора и гидравлического КПД в характеристике ступени центробежного насоса при изменении конструктивных и геометрических параметров в ее проточной части (диаметр ведущего и ведомого дисков рабочего колеса, отношение площадей проходных каналов в ступени) для различных габаритных групп погружных центробежных насосов.

Личный вклад автора. Личный вклад автора в диссертационную работу заключается в проведении расчетно-теоретических исследований с применением компьютерных программ расчетной гидродинамики и установления изменений характеристик ступени, проведении физических

экспериментов с целью установления достоверности результатов компьютерных экспериментов, участия в разработке программы и методики стендовых и скважинных промысловых испытаний для разработанных ступеней ЭЦН и участия в проведении опытно-промысловых испытаний насосов ЭЦНО2А-25(40)-420.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России» (г. Москва, РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина 2016 г.); всероссийской конференции «Конкурентоспособность и импортозамещение в нефтегазовом комплексе» (г. Москва, РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2015г.); 68-ой, 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ» (г. Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, соответственно 2014, 2015 гг.).

Публикации: по теме диссертации опубликовано 9 работ (3 статьи в журналах, входящих в перечень ВАК, патент на полезную модель, тезисы научно-технических конференций, учебное пособие).

Структура и объем работы: Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, изложена на 257 страницах; содержит 85 рисунков, 10 таблиц и список использованных источников литературы из 101 наименований и 10 приложений.

Содержание работы

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая значимость.

В первой главе проведен анализ фонда нефтяных скважин и ограничений по использованию нефтегазового оборудования, связанных с конструктивными особенностями скважин.

Проведен обзор существующих способов эксплуатации нефтяных скважин с боковыми стволами малого диаметра и основные проблемы их эксплуатации. Выяснено, что особенности работы ступени малогабаритного УЭЦН и их взаимосвязь с конструктивными особенностями ступени требуют более детального изучения.

Определены цели и главные задачи настоящего исследования.

Во второй главе рассмотрены особенности конструкции ступени погружного центробежного насоса, на примере его различных габаритных групп. Поставлены задачи определения особенностей характеристик центробежных насосов для добычи нефти низкой и средней быстроходности при изменении их габаритной группы и способы их решения путем изменения геометрических параметров проточной части и анализа их влияния на характеристику ступени.

Для решения поставленных в данной работе задач была выбрана методика на основе струйной модели течения потока, как наиболее удобная для расчета ступени насоса.

В работе Васильева В.М. указывается, что эффективность ступени можно повысить, правильно подобрав геометрические соотношения в ней, форму проточных частей и создав лучшие условия течения потока. В работе указывается, что важным критерием для увеличения напора и гидравлического КПД ступени является равенство меридиональных составляющих абсолютной скорости потока c_{2m} на выходе из каналов рабочего колеса через площадь f_2 и c_{3m} – скорости потока, проходящего через площадь f_3 (рис. 1).

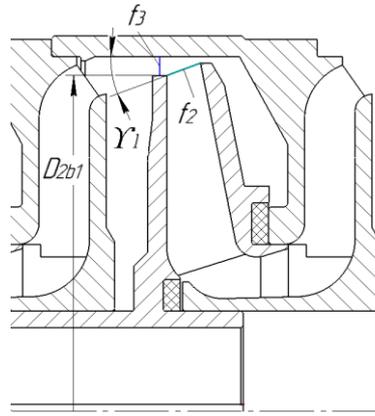


Рисунок 1 - Меридиональный разрез ступени

Рассмотрены конструктивные особенности ступени погружного центробежного насоса в зависимости от его габаритной группы. На основе анализа работ Алексенского В.А., Агеева Ш.Р. и Ляпкова П.Д. определено, что характеристики ступеней разных габаритных групп поразному изменяются при одинаковом изменении их конструкции, а именно: для габаритной группы 5А изменение напора будет более существенным, чем для габарита 2А, а изменение гидравлического КПД будет меньшим и наоборот. Рассмотрена работа Васильева В.М., в которых приводятся схемы изменения геометрии ступени, направленные на увеличение напора и гидравлического КПД. На основе их анализа были составлены схемы изменения геометрии колеса, далее используемые в численных экспериментах.

Первая схема (рис. 2, 3), включает в себя скос выходной кромки лопасти рабочего колеса под углом γ_1 для возможности уменьшения диаметра ведущего диска рабочего колеса до диаметра D_{2b1} и скругление тыльной стороны лопастей по схеме с радиусом R_5 .

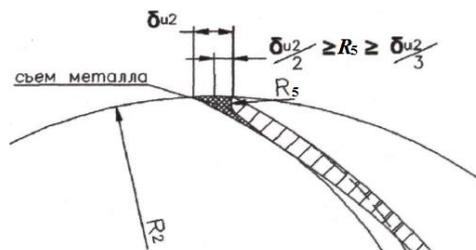


Рисунок 2 - Скругление тыльной стороны лопасти рабочего колеса на его выходе

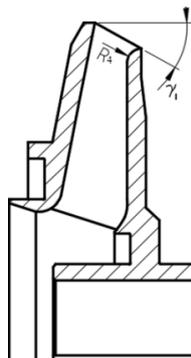


Рисунок 3 - Схема обточки ведущего диска рабочего колеса и скругление кромки для первой схемы

Скос уменьшает диаметр ведущего диска, обеспечивая равенство площадей $f_2=f_3$ для выравнивания скоростей $c_{3m}=c_{2m}$.

Измененный наружный диаметр ведущего диска колеса D_{2b1} может быть найден решением уравнения относительно D_{2b1} :

$$\pi b_2 \left(\frac{D_{2f} + D_{2b1}}{2} \right) \left(\frac{1}{\left(\frac{k_{2f} + k_{2b}}{2} \right)} \right) = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{2b1}^2) \quad (1)$$

где D_{2b1} – диаметр ведущего диска, D_{2f} – диаметр ведомого диска, k_{2f} – коэффициент стеснения у ведомого диска, k_{2b} – коэффициент стеснения у ведущего диска, b_2 – ширина выхода лопасти, D_3 – внутренний диаметр корпуса направляющего аппарата.

Также для увеличения эффективности ступени и оптимизации условий выхода потока из рабочего колеса было выполнено скругление внутренней кромки ведущего диска для полного устранения острых углов радиусом R_4 .

Во второй схеме (рис.4) обтачивается ведущий диск колеса до диаметра D_{2b1} , как и в первой схеме, но с сохранением постоянного наружного диаметра лопастей, т.е. скос до угла γ_1 не выполняется. Вместо скругления кромки внутренней стороны ведущего диска как в первом случае в этом варианте скругляется острая кромка кончиков лопастей до радиуса

$r=0,1b_2$, что устраняет срыв потока, создающий дополнительные гидрпотери и уменьшающий гидравлический КПД ступени.

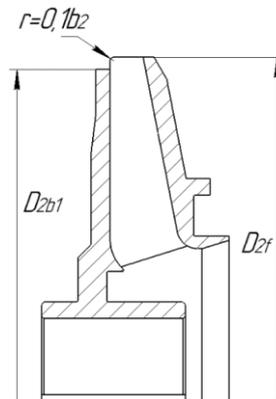


Рисунок 4 - Схема рабочего колеса для второго варианта

В качестве рассматриваемых габаритов были выбраны ступени габаритных групп 5А (как наиболее распространенные в эксплуатации) и 2А (как оборудование, используемое в боковых стволах скважин малого диаметра).

Для указанных вариантов модернизации определены возможные изменения напоров и КПД.

Установлен характер реакции напора и гидравлического КПД в характеристике ступени центробежного насоса на изменение конструктивных и геометрических параметров в ее проточной части для различных габаритных групп лопастных насосов.

В третьей главе аргументирован выбор использования численных экспериментов с применением программ вычислительной гидродинамики для определения характеристик спроектированных ступеней.

Для решения задач данной работы была выбрана двухслойная $k-\epsilon$ модель турбулентности вихревой вязкости, предназначенная для расчета внутренних течений в узких каналах со сложной геометрией проточной части. Решение дифференциальных уравнений сохранения массы и импульса (уравнения Навье-Стокса) в частных производных, составляющих математическую модель, происходит с помощью метода контрольного

объема, заключающийся в разделении проточной части ступени на отдельные неструктурированные ячейки.

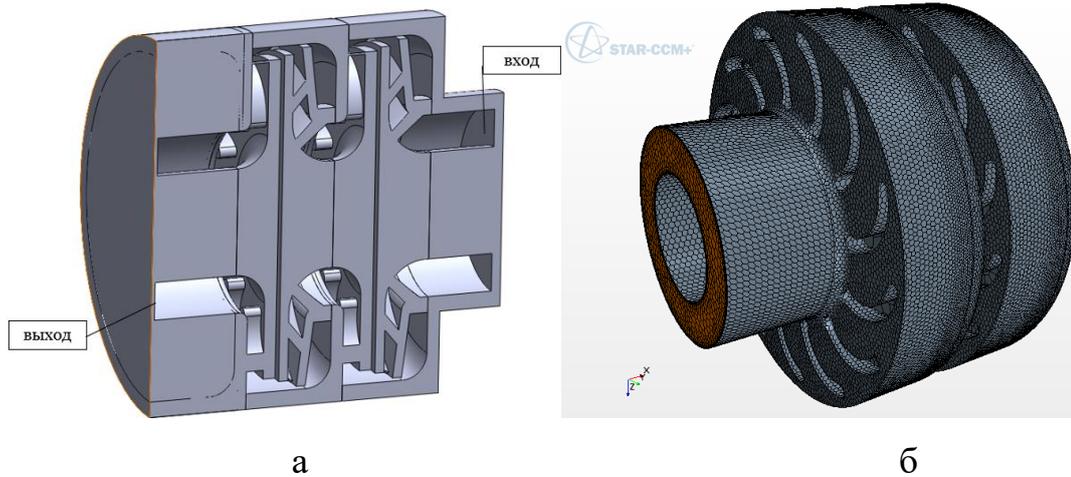


Рисунок 5 - Сборка ступени (а) и объемная сетка ее проточной части (б)

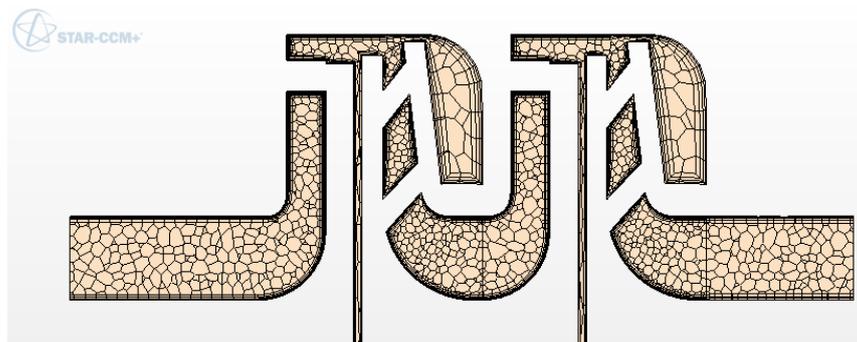


Рисунок 6 - Меридиональное сечение объемной сетки

Показан пример сборки, выполненной в программе автоматического проектирования SolidWorks (рис. 5, а), расчетная модель для численного эксперимента в STAR-CCM+ (рис. 5, б) и выбор граничных условий для нее, заключающихся в задании расхода на входе в сборку, давления на выходе, частоты вращения рабочих колес и количества ступеней. На основе работы Алексенского В.А. определено количество ступеней в исследуемой сборке, указаны принятые допущения и возможные погрешности, связанные с особенностью математической модели, используемой программой для решения данной задачи. Для расчета сложного движения жидкости, которое включает относительное движение внутри подвижных и неподвижных проточных каналов и переносное вращательное движение вместе с рабочим

колесом, применена модель нескольких систем координат (MultipleReferenceFrame), при допущении, что поток между подвижной и неподвижной частями расчетной области однороден и стационарен, а частота вращения колеса постоянна. Каждая подобласть при этом имеет свою систему координат, в которой записаны уравнения движения жидкости, а скорость абсолютного движения связана со скоростью относительного движения жидкости.

С помощью выбранной программы STAR-CCM+ были получены и проанализированы характеристики выбранных шести ступеней, представленных двумя габаритными группами: 2А и 5А, каждая группа представлена тремя вариантами конструкции рабочего колеса. Все колеса имеют одинаковый коэффициент быстроходности $n_s=110$.

Полученные в численном эксперименте характеристики сборок, первоначально сравнивались по кривым напора и гидравлического КПД. На основе этого анализа было определено, что первая схема модернизации конструкции рабочего колеса (рис.2) показала лучшие результаты для обеих габаритных групп как по напору, так и по гидравлическому КПД.

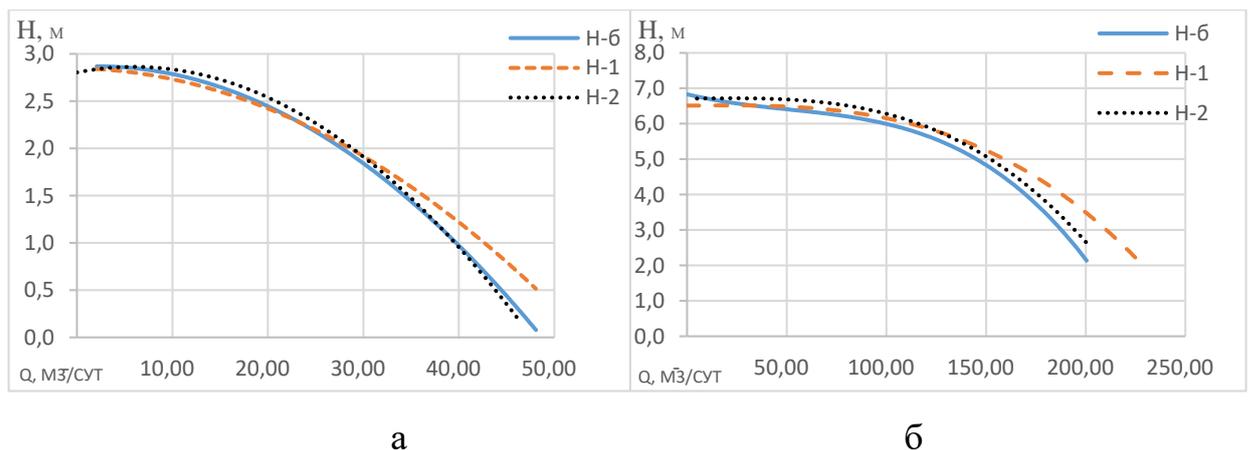


Рисунок 7 - Кривая напора для ступени габаритной группы 2А (а) и 5А (б)
 H-б - напор базового варианта
 H-1 - напор первой схемы модернизации
 H-2 - напор второй схемы модернизации

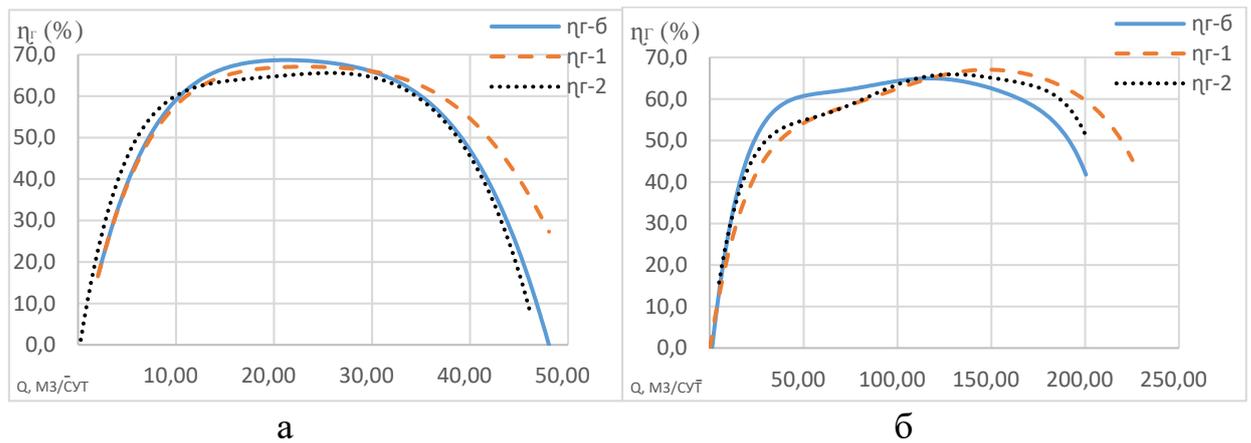


Рисунок 8 - Кривая гидравлического КПД для ступени габаритной группы 2А (а) и 5А (б)

η_{r-6} - гидравлический КПД базового варианта

η_{r-1} - гидравлический КПД первой схемы модернизации

η_{r-2} - гидравлический КПД второй схемы модернизации

Для детального установления особенностей течения потока внутри ступени для каждой схемы обеих габаритных групп были рассмотрены эпюры указанием изолиний скорости потока жидкостина выходе из рабочего колеса (рис. 9-11).

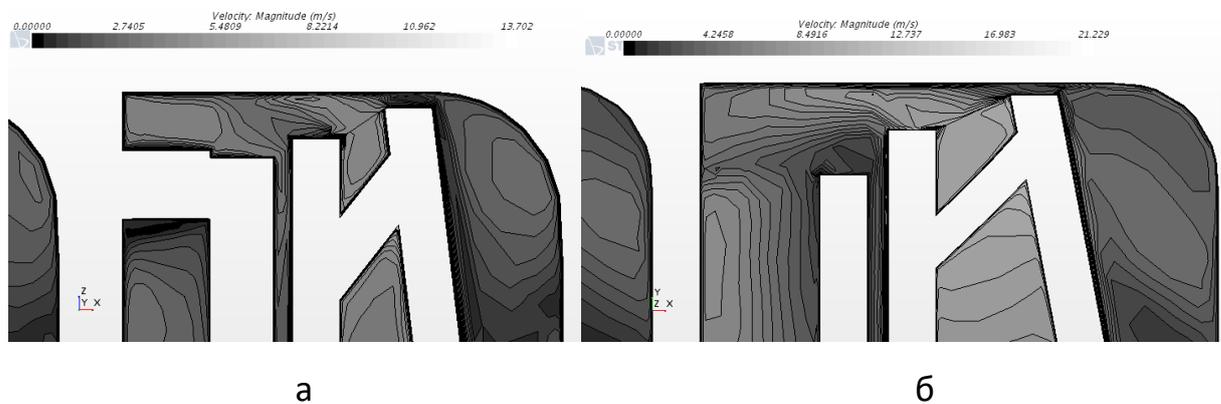


Рисунок 9- Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса базового варианта 2А(а) и 5А(б) габарита

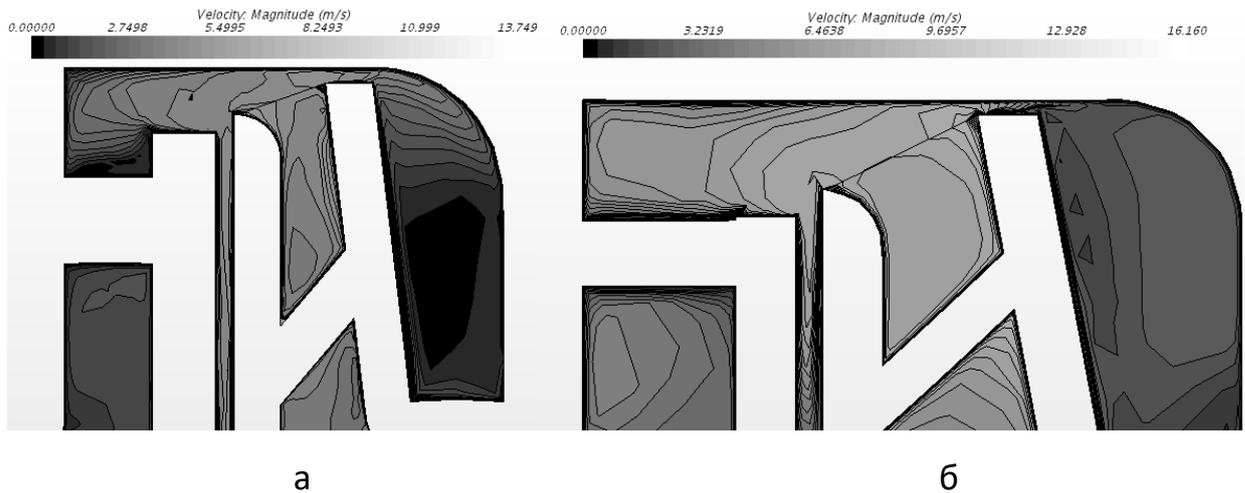


Рисунок 10- Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса 2А(а) и 5А(б) габарита первой схемы модернизации

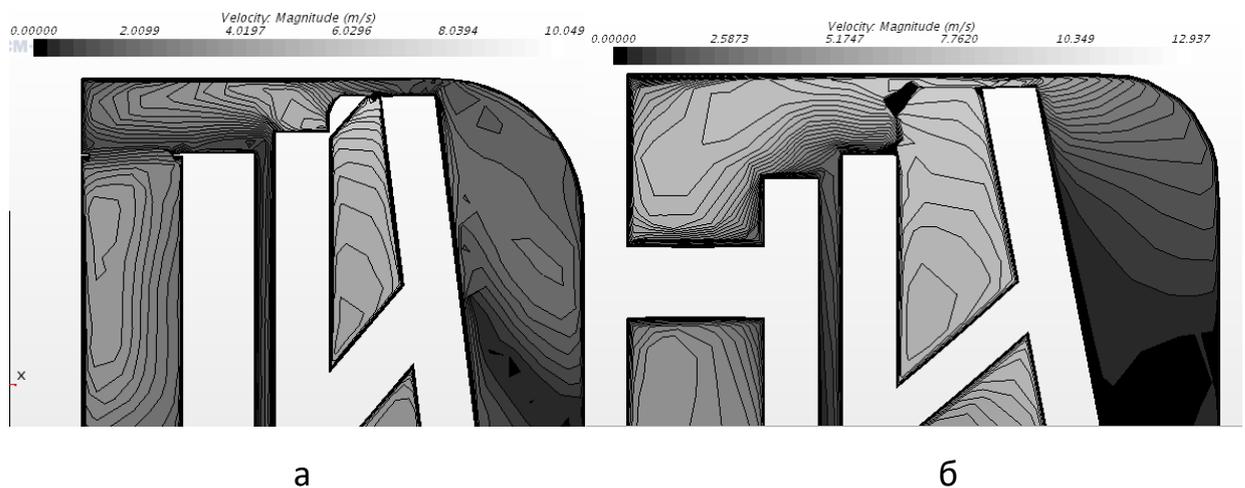


Рисунок 11 - Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса 2А(а) и 5А(б) габарита второй схемы модернизации

По представленным рисункам хорошо видно, что более равномерная эпюра скорости получилась при применении первой схемы модернизации колеса у обоих габаритов. На основе этого можно сделать вывод, что равномерное распределение скорости на выходе из рабочего колеса в значительной степени улучшает работу ступени для обоих габаритов.

С целью более точного установления влияния изменения геометрии проточной части ступени на ее характеристику у разных габаритных групп для дальнейшей работы была выбрана первая схема модернизации

конструкции колеса. Для детального установления характера изменения напора и гидравлического КПД при изменении габаритной группы была проведена регрессия данных численного эксперимента для выбранной первой схемы и базового варианта с составлением таблиц отклонений.

В интервале подач $0,7-1,3Q_{\text{опт}}$ было определено среднее значение отклонений напора $\delta_{H(\text{ср})}$ и гидравлического КПД $\delta_{\eta(\text{ср})}$ для каждой габаритной группы. В таблице 1 приведены значения напора и гидравлического КПД для базового варианта и первой схемы для ступени габаритной группы 2А. Также показаны относительные отклонения этих показателей к базовому варианту.

Таблица 1 - Значения напора и гидравлического КПД для 2А

$Q/Q_{\text{опт}}$	0,35	0,5	0,7	1	1,3	1,5
$Q, \text{ м}^3/\text{сут}$	10,5	15	21	30	39	45
$H_6, \text{ м}$	2,67	2,54	2,33	1,90	1,24	0,61
$H_I, \text{ м}$	2,68	2,55	2,35	1,95	1,34	0,79
$\delta_{H_{2A}} = \frac{H_I - H_6}{H_6} \cdot 100\%, \%$	0,5	0,6	0,9	2,4	8,8	29,8
$\delta_{H_{2A(\text{ср})}}, \%$			4,0			
$\eta_{Г6}$	0,6	0,658	0,673	0,644	0,513	0,31
$\eta_{ГI}$	0,589	0,649	0,672	0,667	0,584	0,428
$\delta_{\eta_{2A}} = \frac{\eta_{ГI} - \eta_{Г6}}{\eta_{Г6}} \cdot 100\%, \%$	-2,0	-1,4	-0,2	3,6	13,8	42,3
$\delta_{\eta_{2A(\text{ср})}}, \%$			5,7			

В таблице 2 указаны данные для габаритной группы 5А.

Таблица 2 - Значения напора и гидравлического КПД для 5А

$Q/Q_{\text{опт}}$	0,35	0,5	0,7	1	1,3	1,55
$Q, \text{ м}^3/\text{сут}$	45,5	65	91	130	169	198,9
$H_6, \text{ м}$	6,43	6,32	6,1	5,43	4,04	2,25
$H_1, \text{ м}$	6,49	6,43	6,25	5,7	4,7	3,54
$\delta_{H_{5A}} = \frac{H_1 - H_6}{H_6} \cdot 100\%, \%$	0,9	1,8	2,4	4,9	16,3	57,5
$\delta_{H_{5A(ср)}}, \%$			7,9			
$\eta_{Г6}$	0,602	0,618	0,637	0,648	0,597	0,444
$\eta_{Г1}$	0,53	0,57	0,609	0,656	0,636	0,545
$\delta_{\eta_{5A}} = \frac{\eta_{Г1} - \eta_{Г6}}{\eta_{Г6}} \cdot 100\%, \%$	-12,0	-7,7	-4,3	1,3	6,6	22,6
$\delta_{\eta_{5A(ср)}}, \%$			1,2			

Сравнивая значение средних отклонений напора и гидравлического КПД друг с другом для двух рассматриваемых габаритных групп, можно сделать вывод, что при равных начальных условиях базовой конструкции ступени после одинакового изменения ее геометрии среднее увеличение значения величины напора больше в случае ступени большей габаритной группы, что видно из таблицы: $\delta_{H_{5A(ср)}} > \delta_{H_{2A(ср)}}$. И напротив, среднее увеличение значения величины гидравлического КПД при изменении геометрии проточной части больше для ступени меньшей габаритной группы: $\delta_{\eta_{2A(ср)}} > \delta_{\eta_{5A(ср)}}$. Таким образом, можно сделать вывод: у габаритной группы 2А динамика изменения гидравлического КПД выше чем динамика изменения напора, а для 5А результаты обратные.

Четвертая глава посвящена стендовым испытаниям ступеней центробежных насосов с целью установления достоверности данных численного эксперимента, полученных с помощью программы вычислительной гидродинамики STAR-CCM+ и общей проверки

работоспособности спроектированных моделей ступеней центробежных насосов, исследуемых в рамках данной работы, а также промышленным испытаниям насоса ЭЦНО2А-25(40)-420.

Получение характеристик ступеней с закрытыми рабочими колесами проводилось на вертикальном стенде ОАО «ОКБ БН-КОННАС» и горизонтальном стенде ЗАО «НОВОМЕТ-ПЕРМЬ» после чего они сравнивались с характеристиками численного эксперимента. Сравнение показало, что погрешность численного эксперимента с испытаниями на стенде не превышает 5%, что позволяет использовать численный эксперимент как средство анализа вместо проведения стендовых экспериментов. Подобные результаты сравнения были получены на стенде тестирования ЭЦН ООО «Ижнефтепласт» и численного эксперимента.

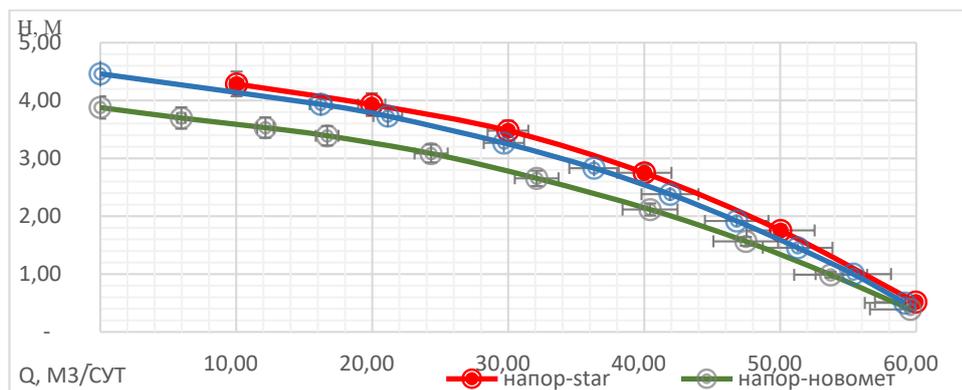


Рисунок 12 -Сравнение расходно-напорных характеристик ступени Згабарита, полученных на стендах и в STAR-CCM+

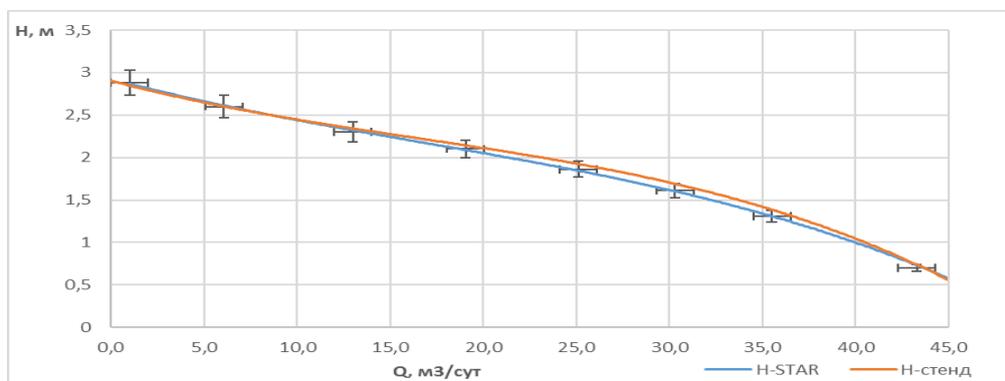


Рисунок 13–Расходно-напорные характеристики ступени насоса ЭЦНО2А-25(40)-420, полученных на стенде ООО «Ижнефтепласт» и рассчитанных в STAR-CCM+

На скважинах №1694Л куст 129 и №630Л куст 26 Ватъеганского месторождения ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» 7 и 16 апреля 2017 года были смонтированы и успешно запущены в эксплуатацию два насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 с целью проведения опытно-промышленных испытаний для определения работоспособности и технико-экономической эффективности этих насосов при использовании в скважинах с боковыми стволами малого диаметра на месторождениях ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» и подтверждения паспортной характеристики насоса.

Заключение

1. На основании данных численных экспериментов определены особенности изменения характеристики ступени для габаритных групп 2А и 5А при изменении геометрии проточной части ступени. Выявлены зависимости изменения напора и гидравлического КПД от схем изменения геометрии основных элементов рабочих колес и от диаметральных габаритов ступеней погружных центробежных насосов. Обосновано проведение исследований особенностей изменения характеристики ступеней с условным габаритом 2А и 5А. Выявлено, что для ступеней габарита 5А максимальное увеличение напора составляет 7,9%, увеличение КПД - на 1,2%; для ступеней габарита 2А изменения показателей выглядят следующим образом: увеличение напора на 4%, увеличение КПД на 5,7%.

2. Рассмотрены конструктивные особенности погружных центробежных насосов для эксплуатации скважин с боковыми стволами малого диаметра, заключающиеся в ограниченных радиальных размерах из-за обсадной колонны и измененной геометрии лопастей рабочих колес, связанной с особенностью гидродинамики в этих габаритных группах. Проанализированы основные проблемы эксплуатации скважин с боковыми стволами, связанные с большим углом набора кривизны и малым диаметром обсадной колонны.

3. Разработана методика проектирования ступеней погружных центробежных насосов для добычи нефти с применением комплексного подхода на основе эмпирических и численных расчетов с применением САЕ программных пакетов, позволяющая проектировать малогабаритные ступени погружных центробежных насосов для эксплуатации боковых стволов малого диаметра.

4. Проведены численные эксперименты со ступенями условного габарита 2А и 5А с выбранными конструктивными отличиями. Проанализировано влияние изменений конструктивных и геометрических параметров на изменение напора и гидравлического КПД для указанных габаритных групп центробежных насосов. Проведены стендовые испытания ступеней центробежных насосов условного габарита 2А и 5А для добычи нефти, которые показали, что погрешность численных экспериментов находится в пределах 5%, а также промысловые испытания, подтверждающие адекватность расчетов, выполненных по представленной методике компьютерного моделирования.

5. Проведен анализ характера течения потока жидкости внутри ступеней различных габаритных групп насосов для добычи нефти на основе результатов компьютерного моделирования, на основании которого сделан вывод о одинаково положительном влиянии равномерной эпюры скорости на эффективность ступени центробежного насоса вне зависимости от его габаритной группы.

6. Полученные научные результаты на основе данных численных экспериментов с габаритными группами 2А и 5А применялись для проектирования ступени насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 и составления программы опытно-промышленных испытаний (ОПИ) на скважинах Ватъеганского месторождения ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

7. Проведены испытания насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 на месторождении ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»,

показавшие эффективность и работоспособность установки. На основании результатов этих испытаний рабочие характеристики ступени насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 внесены в базу данных ПО "Автотехнолог", что позволило расширить ее применение при подборе оборудования для скважин с боковыми стволами малого диаметра.

Основные положения и результаты диссертационной работы изложены в следующих публикациях:

Статьи в реферируемых журналах, входящих в перечень ВАК РФ:

1. Ивановский, В.Н. К вопросу о выборе рабочей области характеристики центробежных насосов / Сабилов А.А., Кузьмин А.В. // Территория НЕФТЕГАЗ. – 2015. – № 3. – С. 88–92.

2. Ивановский, В.Н. Современные инженерные подходы к проектированию оборудования для добычи нефти и газа / Сабилов А.А., Кузьмин А.В. // Территория НЕФТЕГАЗ. – 2014. – № 11. – С. 15–18.

3. Ивановский, В.Н. О возможности использования алюминиевых сплавов для изготовления ступеней ЭЦН / В.Н. Ивановский [и др.] // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2017. – № 5. – С. 33–39.

Прочие публикации:

1. Патент РФ № 2014153380, 29.12.2014

Направляющий аппарат центробежного скважинного насоса // Патент России № 154641. 2014. Бюл. №24. / Ивановский В. Н., Сабилов А. А., Деговцов А.В., Пекин С.С, Кузьмин А.В.

2. Ивановский В. Н. Проектирование и исследование характеристик ступеней динамических насосов: учебное пособие / В.Н. Ивановский [и др.] – издательство М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. – 104 с.: ил.

3. Кузьмин, А. В. Методика проектирования диагональных рабочих

ступеней электроприводных центробежных насосов для малого дебита / А. В. Кузьмин // Тезисы докладов 68-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2014». 14-16 апреля 2014 г. Секция 4 «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – издательство М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, с. 50.

4. Кузьмин, А. В. Повышение энергоэффективности ступеней погружных центробежных насосов малого габарита путем оптимизации геометрии их проточной части / А. В. Кузьмин // Тезисы докладов 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2015». 14-16 апреля 2014 г. Секция 4 «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – издательство М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015, с. 74.

5. Кузьмин, А. В, Современные подходы к проектированию оборудования для добычи нефти и газа с целью импортозамещения / А. В. Кузьмин // Конкурентоспособность и импортозамещение в нефтегазовом комплексе: материалы Всерос. конф. – издательство М. Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015, с. 62.

6. Кузьмин, А. В. Повышение энергоэффективности ступеней погружных центробежных насосов оптимизацией геометрии проточной части / А. В. Кузьмин // Тезисы докладов XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России». 8-10 февр. 2016 г. Секция 5 «Проектирование, изготовление и эксплуатация оборудования и сооружений нефтегазового комплекса». – издательство М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016, с. 281.