

На правах рукописи



Литвиненко Константин Владимирович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ УЭЦН В
УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОГО ВЫНОСА МЕХПРИМЕСЕЙ**

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа 2016

Работа выполнена на кафедре «Технологические машины и оборудование»
ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Ямалиев Виль Узбекович

Официальные оппоненты: **Мохов Михаил Альбертович**
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВО «РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина»/
кафедра «Разработка и эксплуатация нефтяных
месторождений», профессор

Валеев Марат Давлетович
доктор технических наук,
ООО «НПП «ВМ система», директор

Ведущая организация: Институт "ТатНИПИнефть" ОАО "Татнефть"
им. В.Д. Шашина (г. Бугульма)

Защита диссертации состоится «23» сентября 2016 года в 14:30 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» по адресу: 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте www.rusoil.net.

Автореферат диссертации разослан «__» _____ 2016 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета



Абуталипова Елена Мидхатовна

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Современная ситуация в нефтедобывающей отрасли характеризуется тенденцией уменьшения объемов добычи нефти из длительно эксплуатируемых месторождений и вовлечением в разработку новых трудноизвлекаемых запасов. Все это приводит к увеличению количества мало- и среднедебитных скважин. Вследствие низкой продуктивности скважин применяются различные методы интенсификации добычи, а эксплуатация ведется на форсированных режимах работы. Как правило, после подобных мероприятий эксплуатация скважин сопровождается повышенным содержанием мехпримесей, высоким содержанием газа в продукции и другими осложняющими факторами. На поздней стадии эксплуатации нефтяных месторождений, когда форсированные режимы работы скважин являются одним из решающих факторов увеличения объемов добычи нефти, применение высокопроизводительных установок электроцентробежных насосов (ЭЦН) особенно оправдано, однако при этом эксплуатация этих установок сопровождается большим количеством осложнений, например, повышением концентрации твердых частиц (более 500 мг/л).

При эксплуатации скважин с ЭЦН действие мехпримесей приводит к преждевременному выходу из строя какого-либо элементов конструкции насосной установки и уменьшению наработки на отказ (ННО). Отказы и снижение работоспособности насосного оборудования главным образом связаны с накоплением необратимых повреждений в их деталях, узлах и элементах. Эти повреждения бывают как механического (усталость, изнашивание, растрескивание и накопление пластических деформаций), так и физико-химического происхождения (коррозия, эрозия и адсорбция). В представленной работе будут рассмотрены только повреждения, имеющие механический характер, а именно абразивный износ сопрягающихся деталей

и эрозионный износ лопаточного аппарата, являющегося важнейшей деталью ЭЦН и предназначенного для передачи энергии от вращающегося вала насоса к жидкости. Повреждение рабочего колеса в результате эрозионного износа приводит к снижению эксплуатационных показателей работы ЭЦН (подачи и напора), что в свою очередь приводит к ухудшению и осложнению ведения технологического процесса, а также к сопутствующим экономическим затратам.

В настоящее время приоритетным направлением является разработка новых, более совершенных способов борьбы с выносом мехпримесей. В тоже время не менее важной является проблема научно обоснованного прогнозирования эффективного срока эксплуатации ЭЦН в условиях интенсивного абразивного износа.

Поэтому разработка научно обоснованных методик, позволяющих расчетным путем оценить скорость деградации энергетических и напорных характеристик насоса в условиях выноса мехпримесей, и как следствие правильно оценивать ресурс безаварийной работы оборудования и тем самым предотвращать ситуации, связанные с внезапным выходом из строя насосного агрегата (создания аварийной ситуации с дополнительными затратами на ремонт), представляет собой несомненную актуальность.

Цель работы

Совершенствование методики расчета расходно-напорных характеристик ступеней ЭЦН с учётом износа рабочей поверхности лопаточного аппарата.

Основные задачи исследования

1 Проведение исследований по определению параметров одно- и двухфазной структуры (поля скоростей и давлений) течения изучаемой среды в поле центробежных сил в межлопаточном канале рабочего колеса ЭЦН.

2 Проведение исследований влияния износа рабочих поверхностей лопаточного аппарата и подшипников скольжения на степень деградации характеристик насоса при наличии абразивных частиц в рабочей среде путём совершенствования имитационных моделей установок электроцентробежных насосов.

3 Разработка метода, реализующего визуализацию двумерного поля скоростей потока и его количественного описания во вращающихся межлопаточных каналах рабочего колеса.

4 Оценки периода эффективной и безаварийной работы погружного оборудования за счёт разработки методики для расчета скорости износа поверхностных слоев металла на отдельных элементах импеллера ЭЦН.

Научная новизна

1 Обоснованы и получены результаты численного эксперимента на режимах недогрузки $Q_{раб} < Q_{ном}$ ступени ЭЦН, характеризующихся двух вихревой структурой потока во вращающемся межлопаточном канале рабочего колеса, обусловленных инерционными свойствами жидкости и ее предварительной закруткой.

2 На основании численного эксперимента подтверждены участки поверхности лопатки рабочего колеса ЭЦН, подверженные эрозионному износу и описаны характерные траектории движения твердых частиц в поле центробежных сил при различных режимах работы ступени ЭЦН.

3 Реализована оценка деградации рабочих характеристик ЭЦН за счёт применения предложенных математических моделей структуры течения изучаемой среды в поле центробежных сил в межлопаточном канале рабочего колеса ЭЦН, описывающие процесс механического износа поверхностей рабочего колеса и подшипников скольжения.

Практическая ценность

1 Разработан комплекс «Программа для ЭВМ тренажера по эксплуатации скважин, оборудованных установками электроцентробежных насосов (УЭЦН)» (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014612633 от 03.03.1014 г), который прошёл успешную апробацию в ФГБОУ ВПО «РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина».

2 Разработано и внедрено в ООО «БашНИПИнефть» методическое руководство «Методические указания по расчету и прогнозированию абразивного износа рабочих органов насоса при эксплуатации ЭЦН».

Методы решения задач

Решение поставленных задач базируется на методах феноменологического моделирования течения газожидкостной смеси в проточных каналах центробежного насоса, методах статистического анализа численного эксперимента на ANSYS CFX и экспериментальных замеров характеристик ЭЦН на испытательном стенде.

Основные защищаемые положения

1 Результаты численного (расчетного) эксперимента по анализу одно- и двухфазной структуры (поля скоростей и давлений) течения изучаемой среды (жидкость – мехчастицы и жидкость – пузырьки газа) в поле центробежных сил в межлопаточном канале вращающегося импеллера ЭЦН.

2 Методика оценки степени деградации рабочих характеристик ЭЦН на основании математических моделей структуры течения изучаемой среды в поле центробежных сил в межлопаточном канале рабочего колеса ЭЦН при наличии абразивных частиц в рабочей среде, путем имитации механического износа рабочих поверхностей лопаточного аппарата и подшипников скольжения.

3 Методика для расчета двумерного поля скоростей жидкости во вращающихся межлопаточных каналах рабочего колеса, позволяющая

оценить абсолютные значения и углы атаки векторов скорости жидкости в области, примыкающей к поверхности лопадки импеллера при различных подачах насоса.

4 Методика для расчета скорости износа поверхностных слоев металла на отдельных элементах рабочего колеса ЭЦН для оценки периода эффективной и безаварийной работы погружного оборудования.

Апробация работы

Основные положения и результаты, изложенные в диссертации, докладывались на следующих конференциях:

- заседаниях кафедры «Технологические машины и оборудование» УГНТУ;
- заседании НТС ООО «БашНИПИнефть» ПАО «АНК «Башнефть»;
- российской нефтегазовой технической конференции и выставки (г. Москва 28–30 октября 2009 г.);
- российской нефтегазовой технической конференции и выставки (г. Москва 26–28 октября 2010);
- всероссийской научно-технической конференции с международным участием "Фундаментальные и прикладные исследования в технических науках в условиях перехода предприятий на импортозамещение: проблемы и пути решения" (г. Стерлитамак 17-18 декабря 2015 г).

Публикации

Основные результаты диссертационной работы представлены в 9 публикациях, в том числе в 3 статьях в рекомендованных ВАК изданиях, в тезисах 3 докладов, 3 свидетельствах о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, основных выводов, библиографического списка и приложений. Работа изложена на 257 страницах машинописного текста, содержит 120 рисунков, 9 таблиц, библиографический список из 103 наименований, 5 приложения.

Основное содержание работы

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, научная новизна выполненных исследований и их практическая значимость.

В **первой** главе диссертационного исследования предложен аналитический обзор известных методов расчета параметров, определяющих эффективность работы ЭЦН. Особый акцент делается на обзоре современных моделей, описывающих гидродинамические процессы, протекающие в УЭЦН. В частности, процессы недокрутки потоков жидкости в межлопаточных каналах рабочего колеса (РК), а также определения границ устойчивой работы насоса при наличии газовой фазы в перекачиваемой жидкости. Кроме того, выполнен обзор известных методов расчета гидроабразивного износа проблемных узлов центробежного насоса. На основе анализа известных знаний в области расчета напорных и энергетических характеристик ЭЦН, гидродинамических расчетов в межлопаточном канале рабочего колеса, а также методов усталостного износа лопаток и сопрягающихся поверхностей насоса определена цель и сформулированы основные задачи работы.

Основные тенденции развития теории течений в межлопаточных каналах ЭЦН анализировались в работах: Эйлера Л., Прандтля Л., Жуковского Н.Е., Пфлейдерера К., Ломакина А.А., Степанова А.И., Проскуры Г.Ф., *Minemura, Sachdeva, Sun* и других исследователей. Основные тенденции развития теории абразивного и эрозионного износа анализировались в работах: *Tonn W., Holm R., Burwell J.T., Strang C.D.*,

Лебедев И.К., Крагельский И.В., Хрущев М.М., Бабичев М. А., Виноградов В.Н. и других.

Аналитический обзор существующих методик расчета абразивного и эрозионного износа механизмов показал, что на сегодняшний день отсутствуют методы расчета скорости абразивного износа конструктивных элементов центробежных насосов. Также выявлена необходимость дальнейшей разработки и совершенствования методики расчета расходно-напорных характеристик ступеней ЭЦН с учётом износа рабочей поверхности лопаточного аппарата.

Во **второй** главе диссертационного исследования предложены результаты численного эксперимента в пакете *Ansys CFX* для одно- и двухфазного течений в рабочем колесе ЭЦН. Выбор численного эксперимента в качестве инструмента исследования стал следствием того, что проведение физических исследований гидродинамической структуры одно- и двухфазного потоков в межлопаточных каналах вращающегося рабочего колеса ЭЦН всегда было сопряжено со сложностью осуществления визуализации и замера изучаемых параметров, давления и скорости.

Результаты численного эксперимента показали (рисунок 1), что на режимах недогрузки $Q_{раб} < Q_{омн}$ ступени ЭЦН поток жидкости во вращающемся межлопаточном канале рабочего колеса имеет сложную двойную вихревую структуру. Первый вихрь, присоединенный к задней кромке выпуклой поверхности лопатки, возникает из-за инерционных свойств жидкости. Вторым вихрь, присоединенный к передней кромке вогнутой поверхности лопатки, возникает в результате предварительной подкрутки потока жидкости и не учитывается в алгоритмах известных механистических моделей ЭЦН.

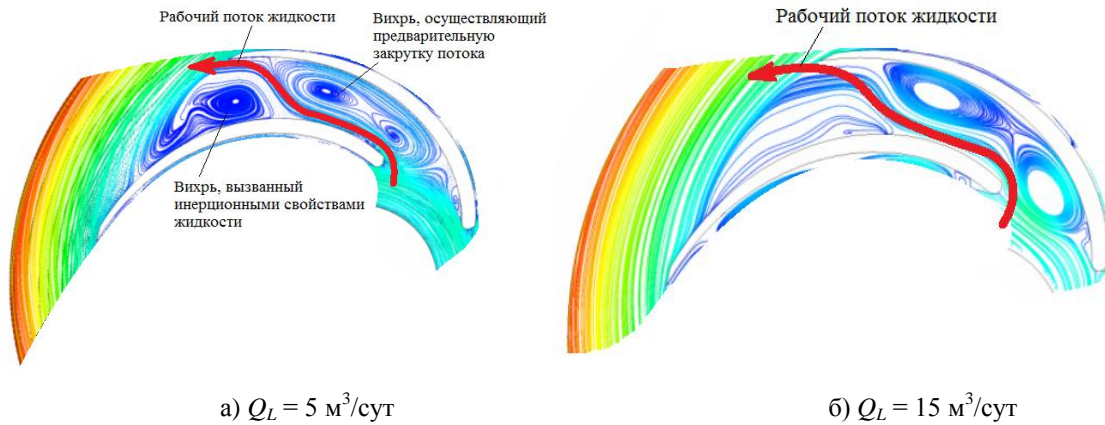


Рисунок 1 – Расчетные линии тока в межлопаточном канале импеллера ЭЦН–25 при однофазном течении и различных расходах

Численно исследованы структура и траектории движения мехчастиц (дисперсная фаза – твердые частицы) в жидкой фазе в поле центробежных сил импеллера ЭЦН–25 в широком диапазоне подач насоса и при разной концентрации и диаметре абразивных частиц. Проведена оценка влияния подачи насоса на траекторию движения мехчастиц в межлопаточном канале рабочего колеса, подвергаемого ударному (эрозионному) воздействию абразивных частиц.

Проведены численные эксперименты по исследованию жидкостно-абразивной структуры потока в межлопаточных каналах рабочего колеса насоса ЭЦН-25 при концентрации мехчастиц $c = 0,2$ г/л и $0,5$ г/л и диаметра мехчастиц $d_n = 0,15$ мм и $0,5$ мм.

По результатам проведенных экспериментов были установлены следующие закономерности:

- мехчастицы в большом диапазоне подач насоса ($Q_L = 15$ м³/сут (рисунок 2, а) и $Q_L = 35$ м³/сут (рисунок 2, б)) под действием поля центробежных сил и гидродинамического воздействия жидкой фазы ударяются о заднюю кромку вогнутой поверхности лопатки. С ростом подачи протяженность области ударного (эрозионного) воздействия абразивных частиц сокращается;

- с ростом концентрации мехчастиц от $c = 0,2$ г/л до $0,5$ г/л протяженность изнашиваемой поверхности возрастает;

– с ростом диаметра абразивных частиц от $d_n=0,15$ мм до 0,5 мм протяженность изнашиваемой поверхности возрастает.

В связи с тем, что рассматриваемый процесс двухфазного течения обусловлен комплексом физических эффектов на границе раздела фаз, его математическое описание характеризуется высокой степенью трудоёмкости и низкой степенью применимости в инженерных расчётах. Таким образом, необходимо сформировать подход к моделированию, основанный на принятии ряда допущений, обеспечивающих репрезентативность доминирующих явлений и игнорирование менее важных. При этом данный подход должен обеспечивать более точные результаты расчета, чем при моделировании с использованием эмпирических корреляций.

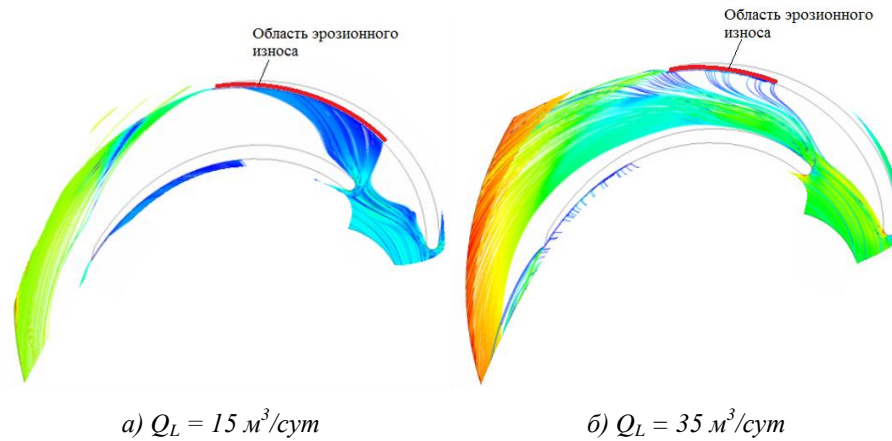


Рисунок 2 – Зависимость размеров области эрозионного износа от подачи насоса при $c = 0,2$ г/л, $d_n = 0,15$ мм

В **третьей** главе разработаны математические модели ЭЦН, позволяющие за счет имитации механического износа формы лопаток рабочих колес и кольцевых уплотнений осуществлять оценку деградации рабочих характеристик ЭЦН при работе насоса при наличии абразивных частиц в рабочей среде. Разработаны математические модели ступени ЭЦН для прогнозирования рабочих характеристик при одно- и двухфазных режимах работы.

При разработке математической модели однофазного течения жидкости в межлопаточных каналах использовалось совместное решение уравнения Навье-Стокса с осреднением турбулентных пульсаций и уравнения

количества движения с учётом градиента потерь давления на трение в проточной части рабочего колеса. Получено уравнение для расчета давления на входе в следующую ступень ЭЦН, имеющее вид:

$$P_{next\ eye} = P_{diffuser\ discharg\ e} + \frac{(V_{diffuser\ discharg\ e,L})^2 - (V_{next\ eye,L})^2}{2} \rho_L, \quad (1)$$

где $P_{diffuser\ discharg\ e}$ – статическое давление на выходе из направляющего аппарата; $V_{impeller\ discharg\ e} = \sqrt{W_{impeller\ discharg\ e}^2 + r_2^2 \omega^2 - 2W_{impeller\ discharg\ e} r_2 \omega \cos(\beta_2)}$ – формула для расчета абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса; $V_{diffuser\ discharg\ e} = W_{diffuser\ discharg\ e}$ – абсолютная скорость на выходе из диффузора; $W_{impeller\ discharg\ e}$ – относительная скорость на выходе из рабочего колеса; ω – скорость вращения рабочего колеса; $V_{eye,L}$ – абсолютная скорость жидкости на выходе из предыдущей ступени; ρ_L – плотность рабочей среды; β_2 – угол наклона лопатки на выходе из рабочего колеса; r_2 – внешний радиус рабочего колеса.

Окончательно уравнение для расчета повышения напора в ступени ЭЦН имеет вид

$$\Delta H_{stage} = (P_{next\ eye} - P_{eye} - \Delta P_{shock}) / (\rho_L g), \quad (2)$$

где ΔP_{shock} – ударные потери давления; P_{eye} – давление на выходе из предыдущей ступени; $P_{next\ eye}$ – давление на входе в следующую ступень.

Моделирование двухфазной гидродинамической модели ЭЦН основывается на двухфазной модели *Sun*, разработанной для расчета расходно-напорной характеристики на выходе из ступени насоса. Модель включала в себя уравнения неразрывности и сохранения количества движения в частных производных, записанных для течения жидкости и газа вдоль линии тока. Для решения уравнений использовался конечно-разностный метод решения. Модель реализована путём совместного решения уравнения неразрывности, уравнения сохранения количества движения (уравнения записываются для каждой фазы «р»), уравнения для расчета градиента давления вдоль линии тока с учётом градиента давления от трения

фазы «р» о стенки канала. В разработанной модели были приняты ряд допущений:

1. Траектории жидкой и газообразной частицы совпадают и направлены вдоль одной и той же линии тока.
2. Газ принимается идеальным, с адиабатическим законом сжатия, в то время как жидкая фаза рассматривается несжимаемой.
3. Теплоперенос между фазами отсутствует.
4. Градиент давления в радиальном направлении в обеих фазах изменяется одинаково.
5. Рабочее колесо вращается с постоянной угловой скоростью и течение обеих фаз считается установившимся.

Окончательно уравнение для расчета повышения статического давления в ступени ЭЦН сформировано по аналогии с уравнением (2).

Таким образом полученные уравнения позволяют прогнозировать рабочие характеристики при одно- и двухфазных режимах работы ЭЦН.

Для оценки влияния износа кольцевых уплотнений и формы рабочей поверхности лопаток на величину мощности, потребляемой насосом (КПД) в зависимости от изменения подачи, была разработана математическая модель. При разработке данной модели были учтены влияющие факторы, приведенные в таблице 1. Также был учтен эффект, связанный с нерасчетными режимами работы, характеризующимися возникающими интенсивными циркуляционными течениями на входе и выходе из рабочего колеса насоса. Для обеспечения учёта влияния данного эффекта, циркуляционной мощности была получена эмпирическая корреляция в виде

$$N_c = -2 \times 10^{-7} Q_L^3 + 0,0014 Q_L^2 - 1,7145 Q_L + 601,88, \quad (3)$$

где Q_L – расход жидкой фазы через импеллер с учетом утечек.

Таблица 1 – Учитываемые факторы при проведении расчётов КПД

		КПД центробежного насоса		
		Механический КПД	Гидравлический КПД	Объёмный КПД
Факторы	Дисковое трение		Гидравлическое трение жидкости	Утечку через кольцевое отверстие
			Инерционные потери в межлопаточных	
	Жидкостное трение в опорах		Потери мощности на циркуляционные течения	Утечек через лабиринтное уплотнение
	Абразивное трение в опорах		Ударные потери при входе жидкости	

Адаптация полученных математических моделей к геометрии проточной части ЭЦН была решена путём разработки методики для расчета абсолютных значений и углов атаки векторов скорости жидкости в области, примыкающей к поверхности лопатки импеллера при различных подачах насоса.

Основным выражением математической модели было принято эллиптическое уравнение Пуассона для функций тока в радиальной системе координат (r, θ) . Для построения поля функций тока (рисунок 3) была применена конечно-разностная аппроксимация второго порядка, которая представляет пятиточечный шаблон (Том и Апельт (1961)).

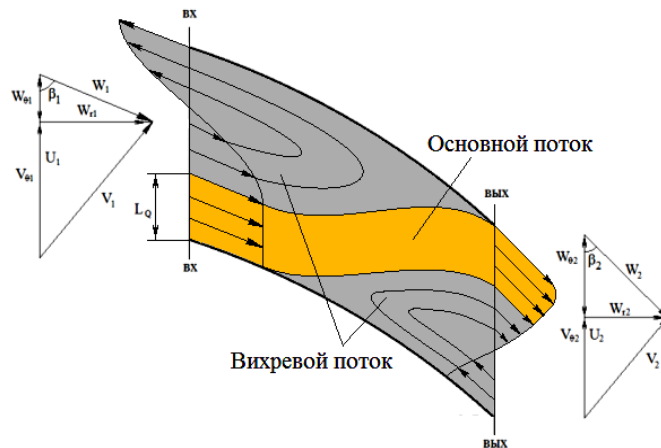


Рисунок 3 – Расчетная схема для определения граничных условий в межлопаточном канале рабочего колеса

Для решения уравнения Пуассона были приняты следующие допущения:

– профиль относительной скорости основного потока W_1 равномерный и по величине определяется из треугольника скоростей на входе в импеллер, при условии, что $V_{\theta 1} = 0$;

– профиль относительной скорости вихревого течения предварительной закрутки потока на входе в межлопаточный канал, профиль скорости рассчитывается как $W_{ex} = W_1(1 - m_{ex} f(\eta_{ex}))$, где m_{ex} – формпараметр; η_{ex} – относительная поперечная координата; $f(\eta_{ex}) = 1 - 3\eta_{ex}^2 + 2\eta_{ex}^3$ – принятая зависимость для однопараметрического профиля скорости;

– профиль относительной скорости на выходе из межлопаточного канала струйный и определяется относительной скоростью из треугольника скоростей и скоростью циркуляции вдоль выходной кромки лопатки как $W_{вых} = W_2 + \Delta W(1 - m_{вых} f(\eta_{вых}))$, где $m_{вых}$ – формпараметр на выходе из канала; $f(\eta_{вых}) = f(\eta_{ex})$; ΔW – скорость циркуляции потока на задней кромке лопатки; W_1, W_2 – относительные скорости из треугольника скоростей на входе и выходе лопатки (рисунок 3).

Решая уравнение с учетом граничных условий для функции тока на входе и выходе из межлопаточного канала и на стенке, используя условия прилипания и непроницаемости стенок лопатки, было получено расчетное поле функций тока в межлопаточном канале импеллера ЭЦН (рисунок 4).

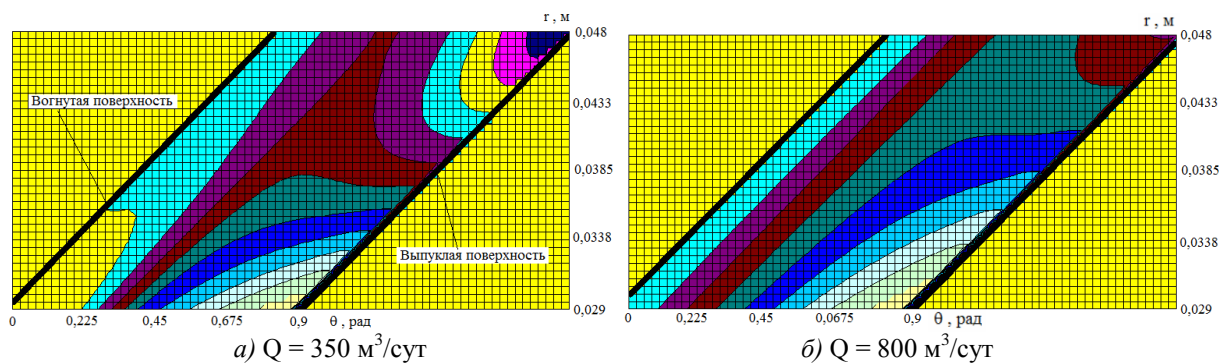


Рисунок 4 – Пример расчёта поля функций тока в межлопаточном канале импеллера ЭЦН марки *Centriflift GC6100* при различных расходах

На основании полученных распределений полей токов (рисунок 4) был реализован расчёт распределения значений угла атаки (наклона) потока α_i

(рисунок 5) и скорости потока натекания жидкости W_{ci} на стенки выпуклой и вогнутой поверхности лопатки (рисунок 6).

Полученные распределения величин векторов относительной скорости жидкости и углов атаки линий тока вблизи поверхности лопатки в дальнейшем используются для расчета скорости эрозионного износа поверхности лопатки импеллера.

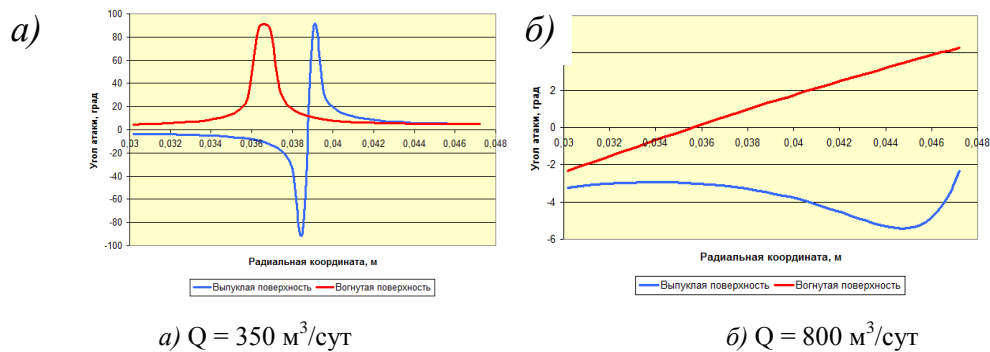


Рисунок 5 – Расчетное распределение угла атаки α в межлопаточном канале импеллера ЭЦН–800 (Centriflift GC6100) при различных расходах

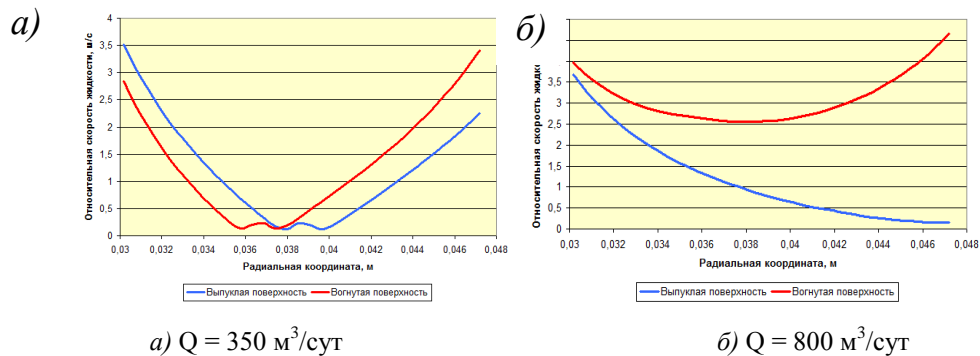


Рисунок 6 – Расчетное распределение относительной скорости W_α набегающего на стенку потока жидкости в межлопаточном канале импеллера ЭЦН–800 (Centriflift GC6100) при различных расходах

Четвертая глава посвящена разработке методики для расчета скорости износа поверхностных слоев металла на отдельных элементах РК. Данная методика основывается на механистическом моделировании процессов усталостного разрушения металла в результате абразивного или эрозионного процесса формирования поверхностных лунок от вдавливания (или удара) абразивных частиц в изнашиваемую поверхность.

Схема процесса изнашивания поверхностей подшипников скольжения, направляющих втулок диффузора и кольцевых уплотнений рабочих колес представлена в виде двух эксцентрически расположенных цилиндрических поверхностей (рисунок 7) с радиусами вращающегося ротора R_1 и неподвижного статора R_2 . Абразивный износ возможен только в том случае, если диаметр мехчастицы меньше высоты широкого сечения радиального зазора сопрягающихся цилиндрических поверхностей. Допустим, что абразивная частица является шаром с радиусом r ; причем r меньше толщины закаленного слоя исследуемых поверхностей и значительно больше максимальной высоты микронеровностей. Между цилиндрическими поверхностями осуществляется качение механической частицы без проскальзывания.

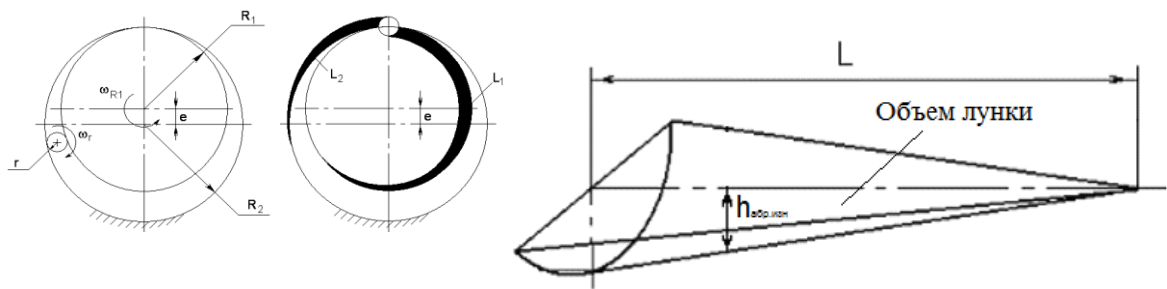


Рисунок 7 – Схема взаимодействия цилиндрических сопрягающихся поверхностей с абразивной частицей

На рисунке 7 показан механизм взаимодействия произвольной сферической абразивной частицы с цилиндрическими поверхностями. По мере втягивания абразивной частицы в зону контакта увеличиваются силы, сжимающие эту частицу. Следствием различия в твердости соприкасающихся цилиндрических поверхностных слоев является различная глубина внедрения этой частицы в сопрягающиеся цилиндрические поверхности.

Принято, что суммарный абразивный износ равен арифметической сумме износов, получающихся в результате воздействия на поверхность твердого тела каждой абразивной частицы в отдельности. Зная объемы лунок усталостного износа на статоре и роторе от одной абразивной частицы $V_{д.а1}$ и

$V_{Д.А2}$, получим минимальную высоту радиального зазора с учетом абразивного износа

$$h_{абр.изн} = \left(\frac{V_{Д.А1}}{R_1} + \frac{V_{Д.А2}}{R_2} \right) \frac{N_{абр} T}{2\pi L}, \quad (4)$$

где T – время износа; L – ширина сопрягающихся цилиндрических поверхностей; $N_{абр} = \frac{c}{\rho_{пес}} \frac{U_0 A_{сеч}}{2} \left(\frac{4}{3} \pi r^3 \right)$ – число абразивных частиц, вступающих во взаимодействие на единицу времени; c – концентрация механических частиц; $\rho_{пес}$ – плотность абразивных частиц; $A_{сеч}$ – площадь поперечного сечения кольцевого зазора; r – радиус абразивной частицы; $V_{Д.Аi}$ – объем лунки усталостного абразивного износа; U_0 – скорость жидкости в радиальном зазоре.

На рисунке 8 приведены результаты расчета по предложенной выше методике абразивного износа переднего кольцевого уплотнения рабочего колеса насоса «НТ» ЭЦН5–50–600 Н2.

Воздействие абразивной частицы с потоком жидкости на поверхность изнашивания может сопровождаться ударом с последующим образованием на ней лунки или царапины. Уровень динамического воздействия и макрорельеф поверхности изнашивания определяются ориентацией жидкостно-абразивного потока к поверхности изнашивания или, так называемым, углом атаки α и скоростью абразивной частицы V_0 .

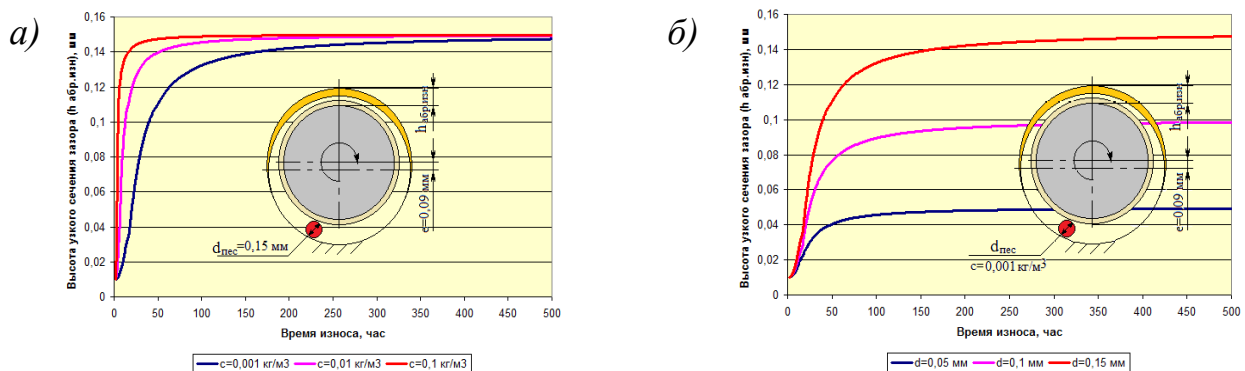


Рисунок 8 – Расчетные зависимости высоты узкого сечения радиального зазора сопрягающихся цилиндрических поверхностей от времени испытания для различных значений концентрации (а) и диаметра мехчастиц (б)

На рисунке 9 показана расчетная схема натекания потока жидкости с абразивными частицами на изнашиваемую поверхность со скоростью V_0 под углом атаки α . В качестве допущений принято равномерное распределение абразивных частиц в натекающем потоке жидкости и отсутствие проскальзывания между жидкостью и частицами.

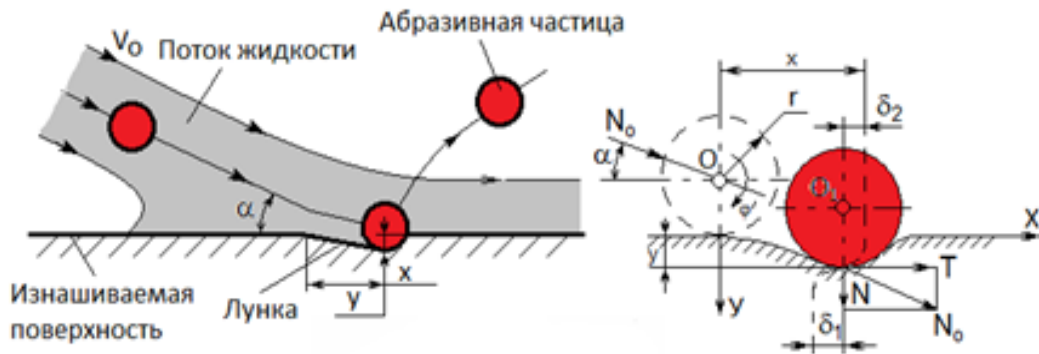


Рисунок 9 – Расчетная схема взаимодействия абразивной частицы с поверхностью лопатки при эрозионном износе

Далее в качестве параметра эрозионного износа примем условный износ $h_{эр.износ}$ на произвольном участке изнашиваемой поверхности:

$$h_{эр.износ} = \frac{V_{д.э} TN_{абр}}{A_{лоп}}, \quad (5)$$

где $N_{абр} = \frac{c}{\rho_{пес}} W_i A_{лоп} \left(\frac{4}{3} \pi r^3 \right)$; W_i – относительная скорость жидкости вблизи поверхности лопатки; $V_{д.э}$ – объем материала, удаленного с участка одной абразивной частицей за число циклов $n_{пл}$ (или n_y); $N_{абр}$ – число абразивных частиц, поступающих в зону контакта за интервал времени; $A_{лоп}$ – площадь лопатки; T – время износа.

При совместном решении уравнения (5) и уравнение описывающего безотрывное перемещения частицы в момент контакта со стальным упругим полупространством (изнашиваемой поверхностью) с применением значений относительной скорости жидкости, рассчитанных с помощью гидродинамической модели ступени ЭЦН, получены зависимости потери напора и КПД ступени от времени испытания на износ с учётом изменения

формы лопатки. В качестве примера приведены результаты расчёта деградации напора и КПД ступени насоса «НТ» ЭЦН5–50–600 Н2 с учетом эрозионного износа лопатки РК (рисунок 10), позволяющие оценить скорость деградации энергетических параметров ступени ЭЦН.

На основании полученных расчетных зависимостей деградации рабочих характеристик ступени ЭЦН была разработана методика, позволяющая в осложненных условиях эксплуатации погружного оборудования аргументировано спрогнозировать наработку на отказ (ННО). В рамках предложенной методики реализован подход, позволяющий прогнозировать время возможного возникновения аварийной ситуации для насоса в результате абразивного подклинивания подшипников скольжения, рассчитывается зависимость момента сопротивления на валу насоса от времени и, если в определенное время момент сопротивления превышает момент критический $M_{кр}$, то происходит слом вала (характеризующий время безаварийной работы погружного оборудования).

На основании разработанной методики была проведена серия численных экспериментов по прогнозированию деградации рабочих характеристик ЭЦН (рисунок 10, 11) с последующим их сопоставлением с экспериментальными данными, замеренными на стенде в Российском государственном университете нефти и газа имени И.М. Губкина. Методика проведения экспериментальных исследований на износ ЭЦН, выбор состава гидроабразивной смеси и порядок проведения испытаний был основан на результатах исследований на гидроабразивное изнашивание центробежных насосов общего применения.

Расхождение измеренных характеристик насоса с характеристиками, полученными в результате численного эксперимента абразивного износа, не превышает 5% (рисунок 11).

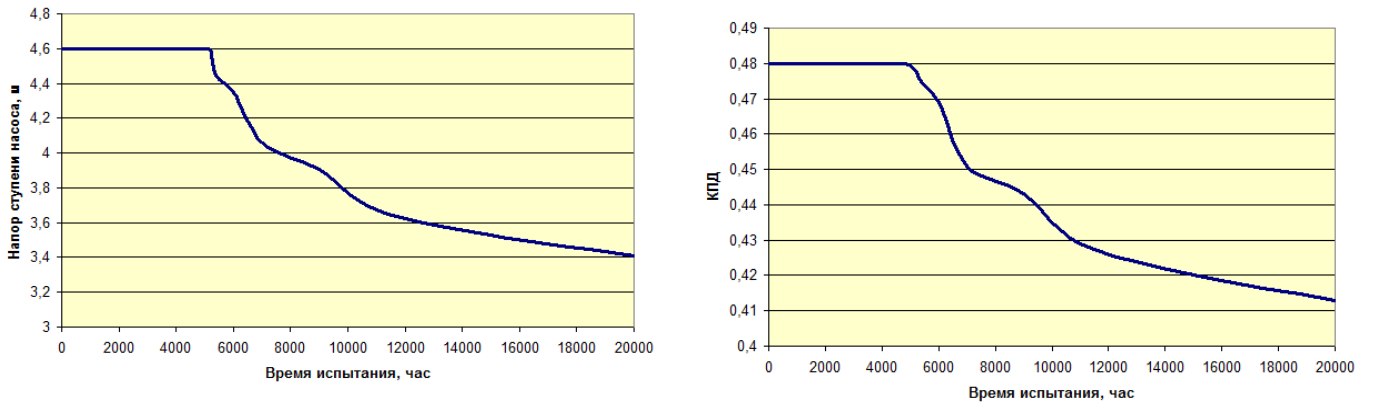


Рисунок 10 – Расчётная деградация напора и КПД ступени «НТ» ЭЦН5–50–600 Н2 с учетом эрозионного износа лопатки импеллера для подачи $Q=60 \text{ м}^3/\text{сут}$

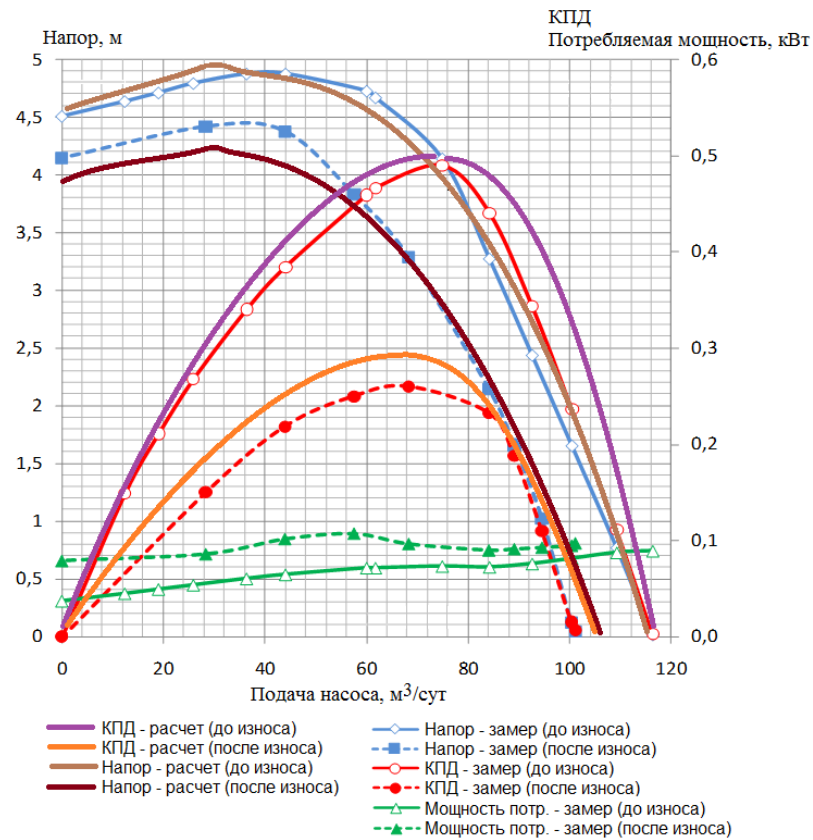


Рисунок 11 – Расчётная деградация напора и КПД ступени «НТ» ЭЦН5–50–600 Н2 паспортные и измеренные (рассчитанные) после абразивного и эрозионного износа характеристики секции насоса

Основные выводы и рекомендации

1 Результаты численного эксперимента показали, что на режимах недогрузки $Q_{раб} < Q_{онт}$ ступени ЭЦН, поток жидкости во вращающемся межлопаточном канале РК имеет двойную вихревую структуру. Первый вихрь, присоединенный к задней кромке выпуклой поверхности лопатки, возникает из-за инерционных свойств жидкости и соответствует структуре течения, предложенной в вихревой теории Г.Ф. Проскурой. Второй вихрь, присоединенный к передней кромке вогнутой поверхности лопатки, возникает в результате предварительной подкрутки потока жидкости и не учитывается в расчетах известных механистических моделей ЭЦН.

Установлены участки поверхности лопатки РК ЭЦН, подвергаемые наиболее интенсивному эрозионному износу во всем диапазоне подач.

2 Разработана математическая модель ступени ЭЦН для расчёта рабочих характеристик для одно- и двухфазного режима работы.

Предложена и разработана методика для определения величины вектора относительной скорости жидкости и углов атаки линий тока вблизи поверхности лопатки, путем построения двухмерного поля функций тока в межлопаточных каналах импеллера ЭЦН.

3 Разработана методика для расчета скорости абразивного износа пар скольжения центробежного насоса (подшипников скольжения и кольцевых уплотнений), основанная на гидродинамической модели течения в узкой щели и механистической модели абразивного (усталостного) износа.

Предложены алгоритмы прогнозирования времени возможного возникновения аварийной ситуации в результате абразивного подклинивания подшипников скольжения.

Разработана методика расчета скорости эрозионного износа поверхности лопатки импеллера, основанная на двухмерной гидродинамической модели течения жидкости в межлопаточном канале и механистической модели

эрозии поверхностного металла в результате ударного воздействия абразивных частиц.

4 Разработаны алгоритмы расчета деградации напорных и энергетических характеристик УЭЦН для моделирования износа насоса в условиях интенсивного выноса из скважины механических примесей и внедрены в обучающий программный комплекс «Программа для ЭВМ тренажера по эксплуатации скважин, оборудованных установками электроцентробежных насосов (УЭЦН)». Программа используется для обучения инженерно-технического персонала, обслуживающего скважины, оборудованные УЭЦН.

Основное содержание диссертационной работы опубликовано в следующих работах:

Публикации в рецензируемых научных журналах ВАК из перечня:

1. Литвиненко, К.В. Математическое моделирование гидроабразивного износа лопаток рабочего колеса электроцентробежного насоса [Текст] / К.В. Литвиненко // Вестник ЦКР Роснедра. – 2015. – № 2. – С. 36-44.

2. Ямалиев, В.У. Формирование расчетной модели рабочего процесса в ступени электроцентробежного насоса при стендовых испытаниях [Текст] / В.У. Ямалиев, К.В. Литвиненко, Р.И. Валиахметов, С.С. Шубин, А.С. Ляскин, И.И. Морозов // Вестник ЦКР Роснедра. – 2015. – № 2. – С. 28-35.

3. Литвиненко, К.В. Моделирование деградации характеристик ЭЦН в условиях интенсивного эрозионного износа [Текст] / К.В. Литвиненко, С.Е. Здольник, В.Г. Михайлов // Нефтяное хозяйство. – 2014. – № 12. – С. 132-135.

В прочих изданиях:

4. Свид. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2014616263. Расчетные модули вычислений и прикладной обработки данных для мониторинга и анализа работы механизированного фонда скважин в режиме реального

времени / В.А. Еличев, А.В. Алферов, Р.И. Валиахметов, В.И. Вшивцев, К.В. Литвиненко, Р.А. Хабибуллин, Зарег. 18.06.2014. М.: Роспатент, 2014.

5. Свид. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2014612633. Программа для ЭВМ тренажёра по эксплуатации скважин, оборудованных установками электроцентробежных насосов (УЭЦН) / В.А. Еличев, К.В. Литвиненко, А.М. Мерзляков, К.А. Бондаренко Зарег. 03.03.2014. М.: Роспатент, 2014.

6. Свид. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013616236. Программа для ЭВМ тренажёра по эксплуатации скважин, оборудованных установками электроцентробежных насосов (УЭЦН) / А.А. Пашали, В.А. Еличев, М.Г. Волков, К.В. Литвиненко, А.В. Жонин, В.Г. Михайлов, В.Н. Вшивцев Зарег. 02.07.2013. М.: Роспатент, 2013.

7. Elichev, V.A. Performance analysis of ESP systems in high-GLR wells: from lab experiments to practical field applications / Elichev V.A., Khabibullin R.A., Krasnov V.A., Litvinenko K.V., Prado M.G. // Сб. трудов Российской технической нефтегазовой конференции и выставки SPE по разведке и добыче. – М., 2009. – 9 с. (SPE-120628).

8. Петров, А.Ю. Выбор и опробование способов механизированной добычи высоковязкой нефти в условиях пескопроявления / А.Ю. Петров, А.Г. Михайлов, К.В. Литвиненко, Р.Р. Рамазанов// Сб. трудов Российской технической нефтегазовой конференции и выставки SPE по разведке и добыче. – М., 2010. – 9 с. (SPE-135973).

9. Литвиненко К.В. Прогнозирование остаточного ресурса ЭЦН / Ямалиев В.У., Литвиненко К.В. // Сб. трудов Фундаментальные и прикладные исследования в технических науках в условиях перехода предприятий на импортозамещение: проблемы и пути решения сборник трудов всероссийской научно-технической конференции с международным участием. - 2015. - С. 136-138.