

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ НЕФТИ И ГАЗА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ) ИМЕНИ  
И.М. ГУБКИНА

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)

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель  
к.т.н., доцент А.А. Сабиров

Москва

2018 г.

## Оглавление

|   |     |
|---|-----|
| Введение.....   | 4   |
| Глава 1. Конструктивные особенности погружных центробежных насосов для эксплуатации боковых стволов малогабаритных скважин.....   | 11  |
| 1.1 Сбор и анализ материалов о конструкции нефтяных скважин с боковыми стволами малых диаметров, применяемых в ООО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ».....  | 11  |
| 1.2 Обзор существующих способов эксплуатации нефтяных скважин с боковыми стволами малого диаметра.....  | 14  |
| 1.3 Основные проблемы в эксплуатации скважин с боковыми стволами...   | 22  |
| 1.4 Конструктивные особенности малогабаритных установок ЭЦН.....  | 25  |
| 1.5 Анализ работы центробежных насосов малых (2А, 3) и обычных габаритов, в том числе - центробежных насосов с подпорной секцией.....   | 28  |
| 1.6 Вывод .....   | 35  |
| Глава 2. Теоретические исследования методик расчета ступеней динамических машин.....  | 36  |
| 2.1 Ступени погружных центробежных насосов.....   | 36  |
| 2.2 Проектирование ступени на основе конструкторско-аналитического метода .....   | 60  |
| 2.3 Особенности ступени погружного центробежного насоса в зависимости от его габаритной группы. Выбор габаритных групп и схем изменения геометрии ступени для проведения экспериментов..... | 66  |
| 2.4 Выводы.....   | 73  |
| Глава 3. Методика компьютерных испытаний ступеней ЭЦН .....   | 75  |
| 3.1 Гидравлическая модель испытаний в STAR-CCM+ .....   | 75  |
| 3.2 Результаты численного эксперимента.....   | 83  |
| 3.3 Сравнение результатов экспериментов.....  | 97  |
| 3.4 Выводы.....   | 106 |
| Глава 4. Стендовые испытания ступеней ЭЦН.....  | 108 |
| 4.1 Методика проведения экспериментальных работ на стенде .....   | 108 |
| 4.2 Компьютерные и стендовые испытания насоса ЭЦНО2А-25(40)-420.  | 113 |
| 4.3 Промысловые испытания.....  | 118 |
| 4.4 Выводы.....   | 121 |
| Заключение .....  | 122 |

|                   |     |
|-------------------|-----|
| Литература.....   | 125 |
| Приложение А..... | 135 |
| Приложение Б..... | 147 |
| Приложение В..... | 154 |
| Приложение Г..... | 156 |
| Приложение Д..... | 157 |
| Приложение Е..... | 159 |
| Приложение Ж..... | 227 |
| Приложение З..... | 250 |
| Приложение И..... | 255 |
| Приложение К..... | 257 |

## Введение

**Актуальность темы.** На сегодняшний день количество добываемой нефти в РФ при помощи установок электроцентробежных насосов, по различным данным, достигает более 75% от общего объема добычи, а в некоторых регионах страны эта цифра составляет 90–95%, 15% от общего объема добываемой нефти приходится на добычу при помощи штанговых насосных установок и 10% на все оставшиеся методы добычи. Значительную долю установок, используемых в добыче, составляют насосы малой и средней быстроходности  $n_s=40-150$ . Такие машины имеют несколько отличительных особенностей: из-за относительно достаточно узких проточных каналов в них хорошо проявляются пространственные вязкие эффекты, траектория течения жидкости достаточно сложна из-за чего велики гидравлические потери как в рабочем колесе, так и в направляющем аппарате. Первостепенная задача, стоящая при создании таких машин, состоит в обеспечении максимально возможного гидравлического КПД и напорности ступени (напор на единицу длины установки). В настоящее время появляются новые вопросы при проектировании таких установок и их модернизации. Это связано с рядом причин. Известно, что разработка нефтяного месторождения связана с ухудшением показателей процесса добычи по мере истощения запасов. В результате наступает период, когда продолжение эксплуатации сначала каких-либо групп скважин, а потом и всего месторождения становится нерентабельным.

Эксплуатация скважин на данной стадии характеризуется высокой обводненностью продуктивных пластов и ухудшением их коллекторских свойств, снижением производительности скважин и пластовых давлений. Чтобы вернуть скважину в разряд рентабельных, необходимо найти способ избавиться от этих осложнений или построить новую скважину там, где пласт не обводнился, но такие мероприятия очень дороги. Наиболее рациональный способ «реанимировать» скважину – пробурить дополнительный боковой

ствол. Т.е. в основном стволе данной скважины устанавливается цементный мост и с некоторым отклонением от вертикали пробуривается дополнительный боковой. Такой способ возвращения скважины в работу имеет ряд положительных свойств: стоимость бурения бокового ствола из добывающей скважины на 10-50 % дешевле бурения новой, также позволяет охватить фильтрацией застойные зоны и избежать обустройства скважины и строительства новых выкидных линий и промысловых трубопроводов. Эти преимущества явились основой массового распространения бурения боковых стволов в главных нефтедобывающих регионах страны, с 2009 года в России ежегодно бурится около 1000 скважин малого диаметра. Однако следует учесть, что боковой ствол имеет малый в сравнении с основным диаметр обсадной колонны (89-114 мм) из-за невозможности спуска в старый ствол скважины долота большего размера.

Проблемы, возникшие при эксплуатации скважин с боковыми стволами, связаны с использованием погружных насосов малой габаритной группы. Проектирование ступени центробежного насоса является достаточно трудоемкой задачей, при решении которой широко используются эмпирические зависимости, применимость которых может находиться в жесткой зависимости от начальных параметров, лежащих в узком числовом диапазоне. Кроме того адекватность их применения была проверена на ступенях больших и средних габаритных групп, т.к. в применении малых не было необходимости. Появление таких установок рождает новые вопросы, связанные с их проектированием и особенностью работы, проявляемых, например, при изменении частоты вращения рабочих колес, вязкости перекачиваемой жидкости и особенностями влияния геометрии проточной части ступени на ее характеристику и течение потока из-за уменьшения радиального габарита ступени. Поэтому вопросы, связанные с исследованием особенностей работы данного вида оборудования при уменьшении его габаритной группы 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 промысловые 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 промысловых 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, участии в разработке программы и методики стендовых и скважинных промысловых испытаний для разработанных ступеней ЭЦН и участии 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.

## Глава 1. Конструктивные особенности погружных центробежных насосов для эксплуатации боковых стволов малогабаритных скважин

### 1.1 Сбор и анализ материалов о конструкции нефтяных скважин с боковыми стволами малых диаметров, применяемых в ООО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ»

В настоящее время в ОАО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ» эксплуатируются 172 нефтяных скважин с боковыми стволами малого диаметра.

Наиболее распространенные диаметры эксплуатационных колонн нефтяных скважин в ОАО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ» 168 мм и 146 мм. Анализ конструкций нефтяных скважин с боковыми стволами малого диаметра показал, что скважины с эксплуатационной колонной 168 мм составляют 19,2%, в то время как скважин с эксплуатационной колонной 146 мм – 80,8% (рисунок. 1.1). Уменьшение диаметра эксплуатационной колонны приводит к уменьшению диаметра бокового ствола, который возможно пробурить в этой скважине.

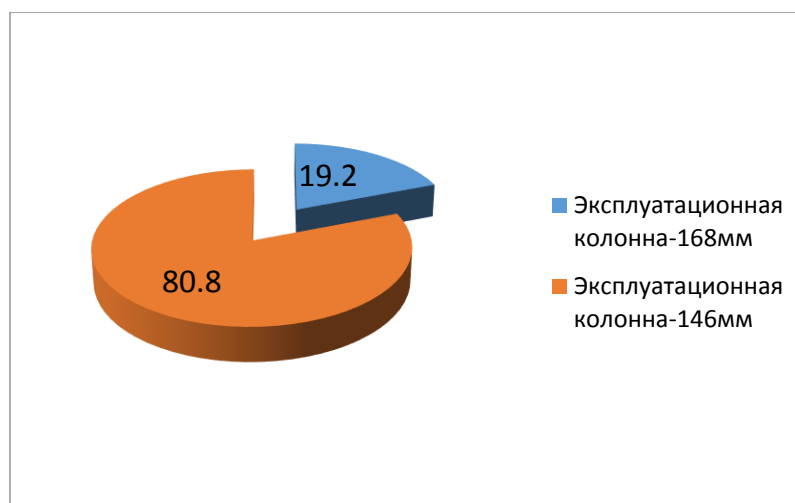


Рисунок 1.1 - Диаметры эксплуатационных колонн основных стволов скважин с боковыми стволами малого диаметра

Наиболее распространенные диаметры боковых стволов - 114 мм, 102 мм и 89 мм. Боковой ствол диаметром 114 мм встречается в основном у скважин с эксплуатационной колонной 168 мм, скважины с эксплуатационной колонной 146 мм имеют в основном боковые стволы 102 мм, реже 89 мм.

Встречаются скважины со сложными составными колоннами:

- Основной ствол 168 мм, затем идет боковой ствол 140 мм и далее 114мм. (Скважины № 1, 120, 279, 293, 379, 439, 735 Ярино-Каменноложское месторождение)
- Основной ствол 146 мм, затем идет боковой ствол 102 мм и далее 89 мм. (Скважина № 128 Ольховское месторождение и № 369 Чернушинское месторождение).

Поскольку количество скважин с эксплуатационной колонной основного ствола 146 мм составляет более 80% (рисунок.1.1), то и количество скважин с боковыми стволами диаметром 102 мм является наибольшим – 69,2% (рисунок. 1.2).

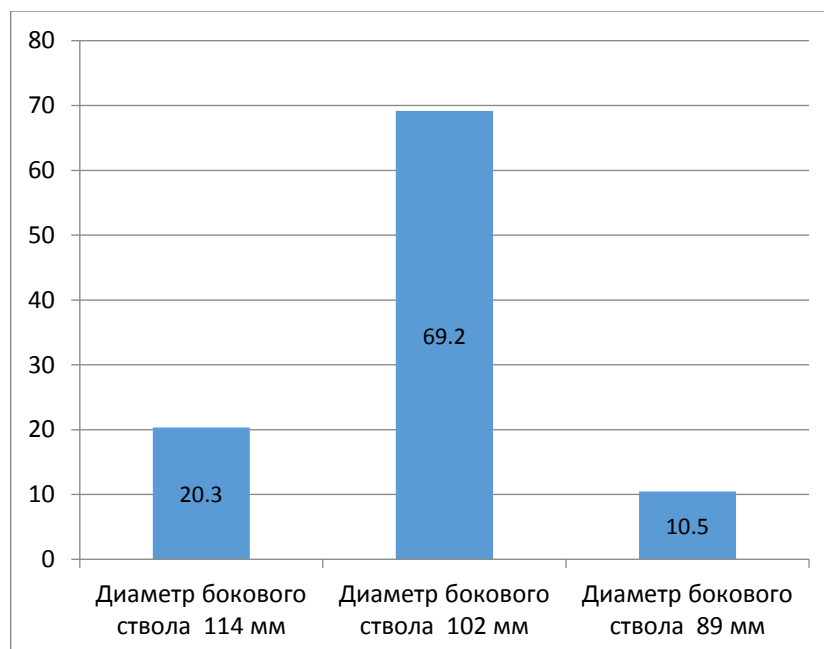


Рисунок 1.2 - Диаметры эксплуатационных колонн боковых стволов

Относительные глубины врезок боковых стволов весьма разнообразны. Минимальная относительная глубина врезки бокового ствола составляет 851,3 м, максимальная-2242 м. Около 60 % скважин имеют врезку бокового ствола в интервале 1200-1600 м (рисунок. 1.3). Относительно большое количество скважин (15,7%) имеют боковой ствол на глубине 1800 и более метров.

Наиболее проблемными с точки зрения эксплуатации можно считать скважины с относительными глубинами врезок боковых стволов в интервале 800-1400 м, их количество составляет 58,1%. В таких скважинах проблемы возникают при снижении динамического уровня до глубины врезки бокового ствола.

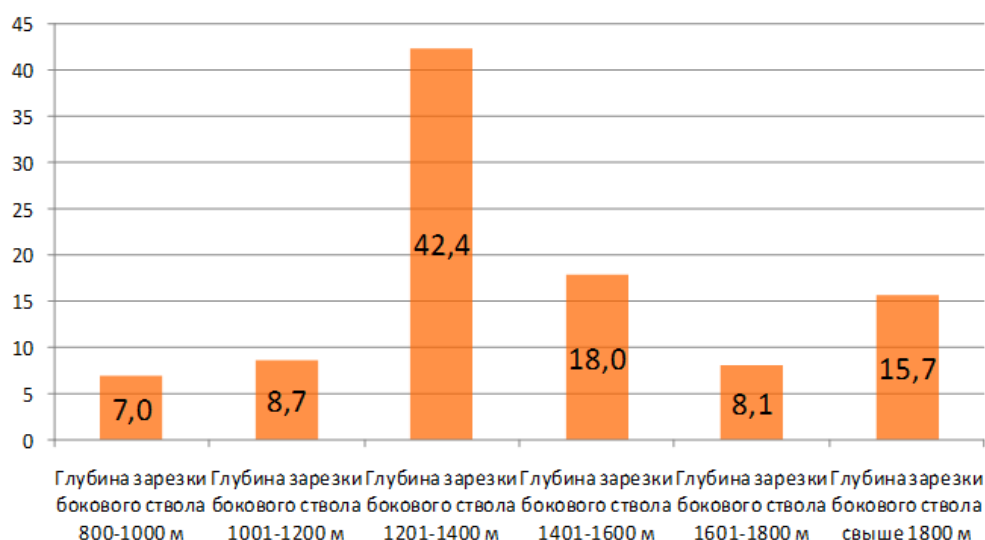


Рисунок 1.3 - Распределение относительных глубин врезки боковых стволов в ОАО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ»

## **1.2 Обзор существующих способов эксплуатации нефтяных скважин с боковыми стволами малого диаметра**

По данным [38, 40, 41, 52, 58, 87] в 2014 году отечественная нефтяная промышленность добыла более 526 млн т нефти, большую часть — с помощью УЭЦН (рисунок 1.4). Средний дебит скважины составил около 10,2 т/сут, что существенно выше по сравнению с показателем 2005 года (около 8,5 т/сут). При этом в 2010 году в России насчитывалось 147,5 тыс. нефтяных скважин, из которых простаивали около 25 тыс. Количество простаивающих скважин за последние десять лет практически не изменилось (рисунок 1.5). Вместе с тем значительную часть из них можно вновь ввести в эксплуатацию за счет бурения боковых стволов, в том числе с горизонтальными участками.

Сегодня БС чаще всего бурятся достаточно далеко от кровли пласта — на расстоянии 200–500 м. Поэтому уровень расположения БС даже при нормальной работе скважины оказывается выше динамического уровня, в связи с чем эксплуатация БС часто невозможна без размещения в них специального оборудования.

Для работы в БС используются УЭЦН малого диаметра, УСШН специальной конструкции, гидроприводные насосные установки (струйные, поршневые, турбонасосы), газлифтные установки с центральным расположением клапанных камер, а также стандартное оборудование, расположенное в основном стволе в сочетании с хвостовиком, спущенным в БС. Рассмотрим конструкционные и эксплуатационные особенности отдельных видов оборудования.

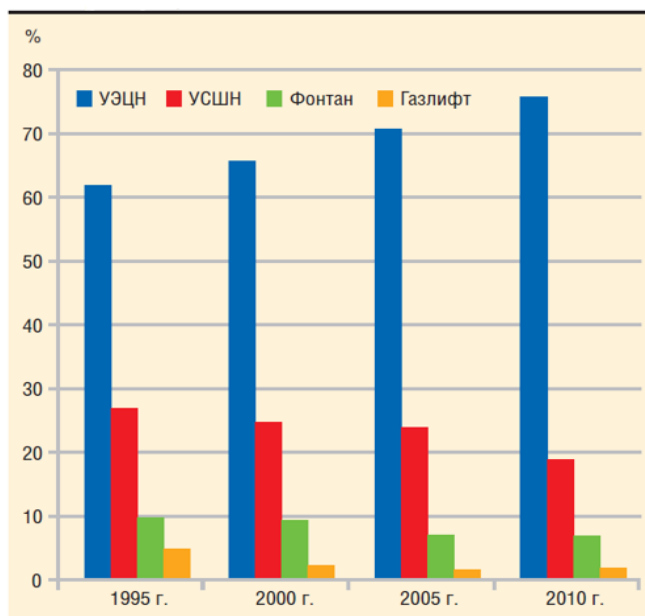


Рисунок 1.4 - Распределение добычи нефти по способам эксплуатации, 1995-2010 гг

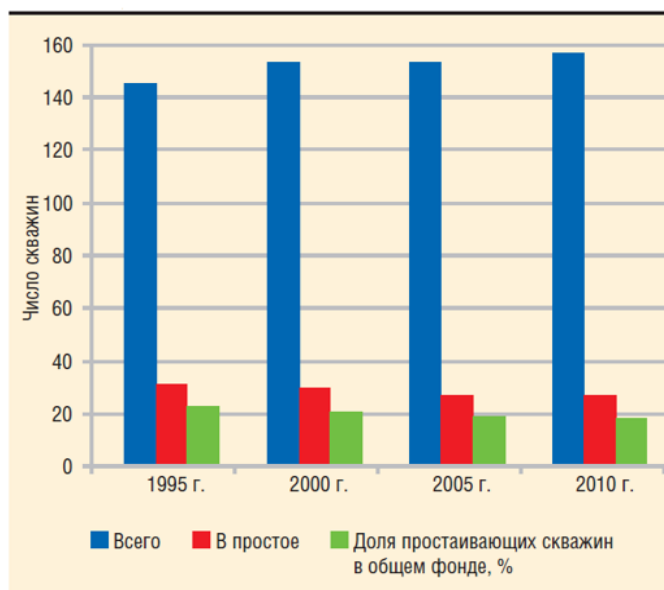
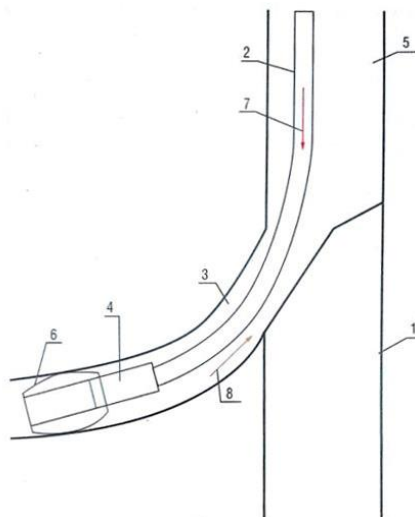


Рисунок 1.5 - Изменение общероссийского фонда нефтяных скважин, 1995-2010 гг

Весьма перспективными для эксплуатации боковых стволов (БС) [40] следует считать малогабаритные гидроприводные струйные насосные установки (рисунок 1.6). Их разработкой, в частности, уже долгое время занимается группа под руководством профессора А.Н. Дроздова в рамках

деятельности кафедры разработки и эксплуатации нефтяных месторождений РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина.

Для установки насоса этого типа требуется применение довольно сложной системы герметизации БС и специальное устройство для ввода оборудования в боковой ствол. При бурении бокового ствола основной ствол скважины либо цементируется (создается «цементный мост»), либо просто перекрывается направляющими воронками бокового ствола. Струйный насос спускается в боковой ствол через направляющую воронку вместе с входящим в компоновку пакерным устройством, установки дополнительного пакера при этом не требуется. Подача рабочей жидкости производится по малогабаритной колонне НКТ, отвод пластовой жидкости осуществляется по обсадной колонне, чем достигается снижение давления на обсадную колонну. Следует отметить, что ранее эксплуатация пластов с отводом жидкости по обсадной колонне допускалась не на всех месторождениях, однако не так давно эти ограничения были сняты, что расширило возможности для внедрения данной системы. Поскольку диаметр струйного насоса составляет 50-55 мм, с его помощью можно вести добычу нефти из боковых стволов диаметром от 89 мм.

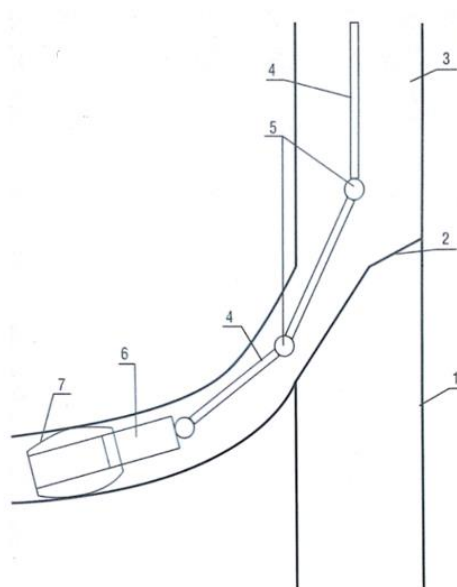


1-нижняя часть основного ствола скважины; 2-НКТ; 3-боковой ствол; 4-струйный насос; 5-верхняя часть основного ствола скважины; 6-пакер; 7-рабочая жидкость; 8-пластовая жидкость

Рисунок 1.6 - Гидроприводная струйная насосная установка



В [40] описывается размещение СШН в боковом стволе возможно, как при беструбной эксплуатации скважин (рисунок 1.7), так и при эксплуатации скважин с НКТ. Штанговая установка комплектуется специальными шарнирными соединениями для уменьшения силы трения. Насос оснащается уплотнительным узлом или пакером, который практически не несет нагрузки (кроме перепада давления) и в дальнейшем легко извлекается. Пластовый флюид в данном случае поднимается по обсадной колонне.



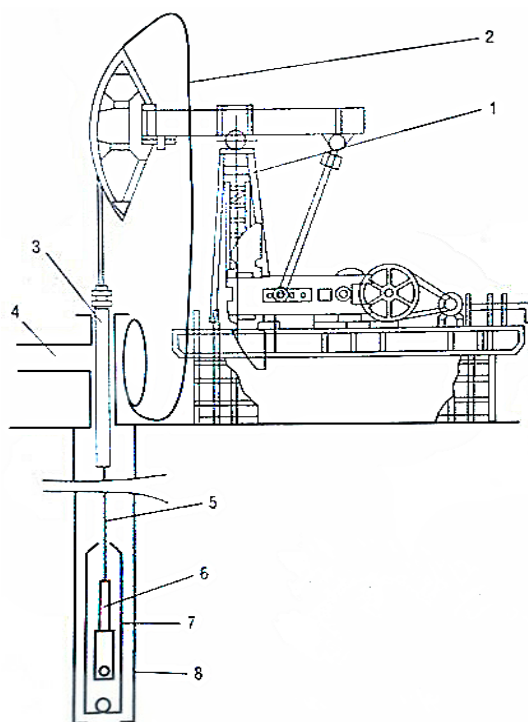
1-нижняя часть основного ствола скважины; 2-клин; 3-верхняя часть основного ствола скважины; 4-штанга; 5-шарнир-центратор; 6-насос; 7-пакер

Рисунок 1.7 – установка скважинного штангового насоса с размещением насоса в боковом стволе

Размещение УСШН в скважинах при беструбной эксплуатации в настоящее время практикуется на фонде нефтяной компании «Татнефть». Компоновки УСШН с размещением штангового насоса с НКТ в БС одно время применялись в компании ООО «Башнефть», однако в процессе их эксплуатации обнаружилась ненадежность шарнирных соединений в колонне насосных штанг. Шарниры выходили из строя, колонна насосных штанг начинала работать по принципу изломанной «тяговой цепи», что очень быстро приводило к износу штанг и НКТ, и, как следствие, — к отказам УСШН. Плюс

ко всему шарнирные соединения не были ремонтпригодными. Из-за этих недостатков пришлось отказаться от применения установок данной конструкции.

В [40] предлагается способ исключить шарнирные соединения из компоновки УСШН, заменив колонну штанг на канат специальной конструкции (рисунок 1.8). Для такого каната характерна высокая жесткость, в связи с чем его удлинение может быть больше, чем удлинение колонны штанг аналогичного диаметра, лишь на 10-15%. Деформация колонны штанг в расчете на 1000 м при этом возрастает незначительно — от 150 до 165 мм и практически не сказывается на работе установки, особенно в случае, если применяются длинноходовые системы. Такие системы прошли ведомственные испытания в компании ОАО «Татнефть» в начале 1990-х годов, и их результаты были признаны успешными. Испытания проводились на шести скважинах, две из которых имели S-образные профили с отклонением от вертикали выше уровня установки насоса до 68°. До внедрения канатов УСШН работали с колоннами штанг, и, несмотря на наличие центраторов, постоянно происходили протиры НКТ и штанг, из-за чего оборудование отказывало каждые два-четыре месяца. После установки канатов оборудование безотказно проработало в скважинах в течение шести лет. Интересно, что причиной отказа установок в конечном счете послужило разрушение клапанов насосов, тогда как НКТ и канаты сохранились в работоспособном состоянии.



1-привод; 2-канат для подземного ремонта скважин (ПРС); 3-полый полированный шток; 4-оборудование устья; 5-канатная штанга; 6-захват каната; 7-вставной насос

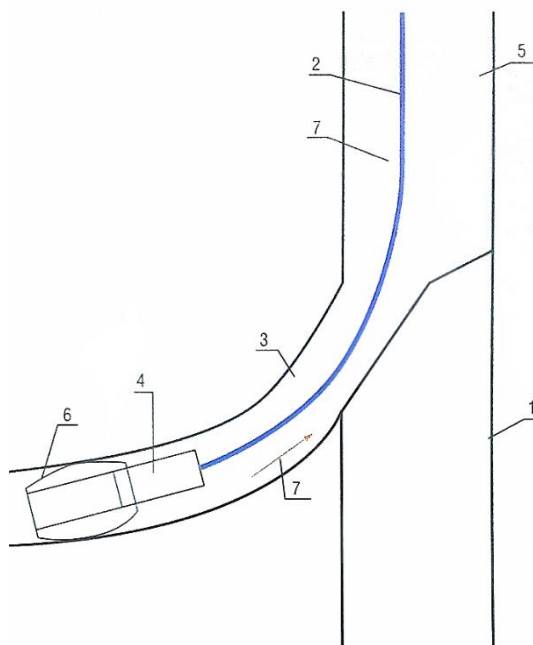
Рисунок 1.8 - установка скважинного штангового насоса с канатными штангами

УСШН с канатными штангами, особенно в сочетании с длинноходовыми станками-качалками или цепными приводами, можно рекомендовать для использования в боковых стволах с большими темпами набора кривизны или значительными искривлениями.

Поскольку в России около 70% нефти добывается с помощью УЭЦН, можно предположить, что это оборудование будет востребовано и для работы в боковых стволах. В [40] речь идет о отечественных и зарубежных производителях, предлагающих УЭЦН специальных габаритов для боковых стволов и скважин малого диаметра. Однако при внедрении таких УЭЦН возникает проблема увеличения длины установок или частоты вращения двигателя. Еще одна трудность состоит в достаточно высокой жесткости НКТ, которая препятствует прохождению насосной установки даже малого

диаметра через определенные интервалы глубин и не позволяет разместить его в нужном участке бокового ствола. В связи с этим для повышения эффективности эксплуатации УЭЦН в боковом стволе требуются принципиально новые либо «хорошо забытые старые» технические решения.

Примером такого решения может служить беструбная эксплуатация скважины посредством УЭЦН малого диаметра на кабель-канате в сочетании с пакером (рисунок 1.9). В данном случае для спуска насосной установки используется грузонесущий усиленный геофизический кабель-канат. Такой кабель выпускается несколькими компаниями, например, предприятием ООО «Псковгеокабель». Вместе с насосной установкой либо отдельно в скважину спускается пакерирующее устройство. Откачка флюида в случае применения данной схемы ведется по обсадной колонне.



1- нижняя часть основного ствола скважины; 2-кабель-канат; 3- боковой ствол; 4-струйный насос; 5-верхняя часть основного ствола скважины; 6-пакер; 7-пластовая жидкость

Рисунок 1.9 - установка электроприводного центробежного насоса малого диаметра на кабель-канате

Для работы в боковом стволе, как указывается в [40], может применяться стандартное оборудование, расположенное в основном стволе и оснащенное хвостовиком (рисунок 1.10). Оптимальный эффект при этом достигается в случае, если боковой ствол работает как гидравлические каналы по доставке пластовых флюидов в основной ствол. Но на сегодняшний день так могут работать не более 10-15% скважин с боковым стволом, остальные требуют спуска в боковой ствол насосного оборудования.

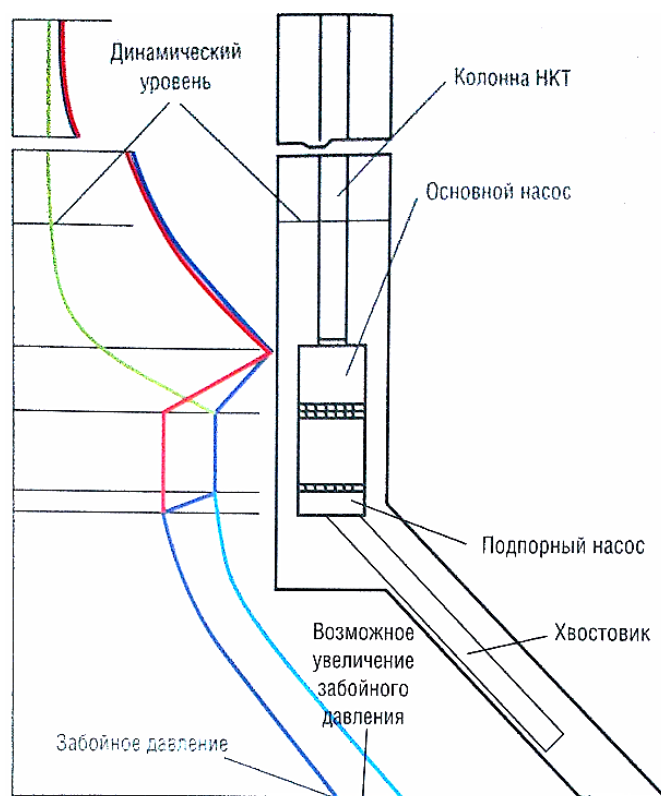


Рисунок 1.10 - установка электроприводного центробежного насоса с хвостовиком

В случае применения этой схемы оборудование в основном стволе устанавливается до отвода боковым стволе, двигатель оснащается двумя протекторами и двумя валами — верхним и нижним. Верхний вал двигателя вращает вал основного насоса, а нижний — вал дополнительного насоса, то есть компоновка нижнего насоса, по сути, получается перевернутой. Если по боковому стволу обеспечивается нормальный приток пластового флюида, то возможна работа установки без хвостовика. При высокой обводненности

скважины весь флюид поступает по хвостовику на прием в дополнительную (подпорную) секцию насоса, затем выбрасывается через выходной модуль в основной ствол скважины, на прием основного насоса. Надо отметить, что такая система работает лишь при наличии уплотнительного элемента пакера или разобщителя. Если не использовать уплотнение, то давление, которое создает подпорная секция насоса, согласно закону Паскаля, приведет к образованию обратной волны повышенного давления, что в свою очередь значительно снизит депрессию на пласт и, следовательно, дебит скважины. Следует обратить внимание и на необходимость применения в данной схеме конической системы подачи насоса; у нижней (дополнительной) секции насоса подача должна быть больше, чем у основного насоса. В противном случае система работать не будет.

Помимо перечисленных компоновок, для работы в боковом стволе можно применять упрощенный вариант газлифтных установок, оснащенных центральным пусковым или рабочим клапаном. При этом следует учитывать, что газлифтные установки (впрочем, как и струйные насосы) характеризуются небольшими значениями КПД, что затрудняет их внедрение в условиях роста требований к энергоэффективности глубинно-насосного оборудования.

### **1.3 Основные проблемы в эксплуатации скважин с боковыми стволами**

Для нормальной работы насосное оборудование должно быть спущено под динамический уровень на определенную глубину. В скважинах с боковыми стволами динамический уровень обычно находится на уровне врезки бокового ствола или даже ниже. Поэтому насосное оборудование нужно спускать непосредственно в сам боковой ствол, что приводит к появлению определенных сложностей, связанных с внутренними диаметральными размерами эксплуатационной колонны бокового ствола,

углом набора кривизны, а также габаритными размерами эксплуатируемого насосного оборудования [35, 38, 44, 45, 50, 58, 67, 77, 91, 94].

Наиболее распространенные внутренние диаметры обсадных колонн боковых стволов 89 и 102 мм, темп набора кривизны на участке набора зенитного угла от  $1,5^\circ$  до  $6^\circ$  на 10 м длины, длина от врезки до конца участка стабилизации зенитного угла 600 м, глубина врезки бокового ствола 1100-1200 м (рисунок 1.11 и 1.12).

При проектировании насосного оборудования для эксплуатации в боковых стволах необходимо рассчитать максимальный диаметр и длину оборудования, при которых возможен спуск оборудования без деформации в искривленном участке ствола скважины.

Анализ данной проблемы показывает, что при внутреннем диаметре эксплуатационной колонны 102 мм и угле набора кривизны  $5^\circ$ , максимальный диаметр насосного оборудования составит 88 мм, 86,6 мм и 84,3 мм при длине оборудования соответственно 4000 мм, 4200 мм и 4500 мм. При увеличении набора кривизны до  $6^\circ$  и длине оборудования 4000мм диаметр уменьшится до 81,1 мм.

Для эксплуатационных колон с внутренним диаметром 89 мм и угле набора кривизны  $5^\circ$  при длине оборудования 4000мм его диаметр не должен превышать 71,6 мм. Для нормального размещения оборудования пространственный угол набора кривизны при бурении боковых стволов с эксплуатационной колонной 114 мм (внутренний диаметр 102 мм) не должен превышать 3,0-4,0 градуса, а для эксплуатационных колонн диаметром 102 мм (внутренний диаметр 89 мм) – 2-2,5 градуса.

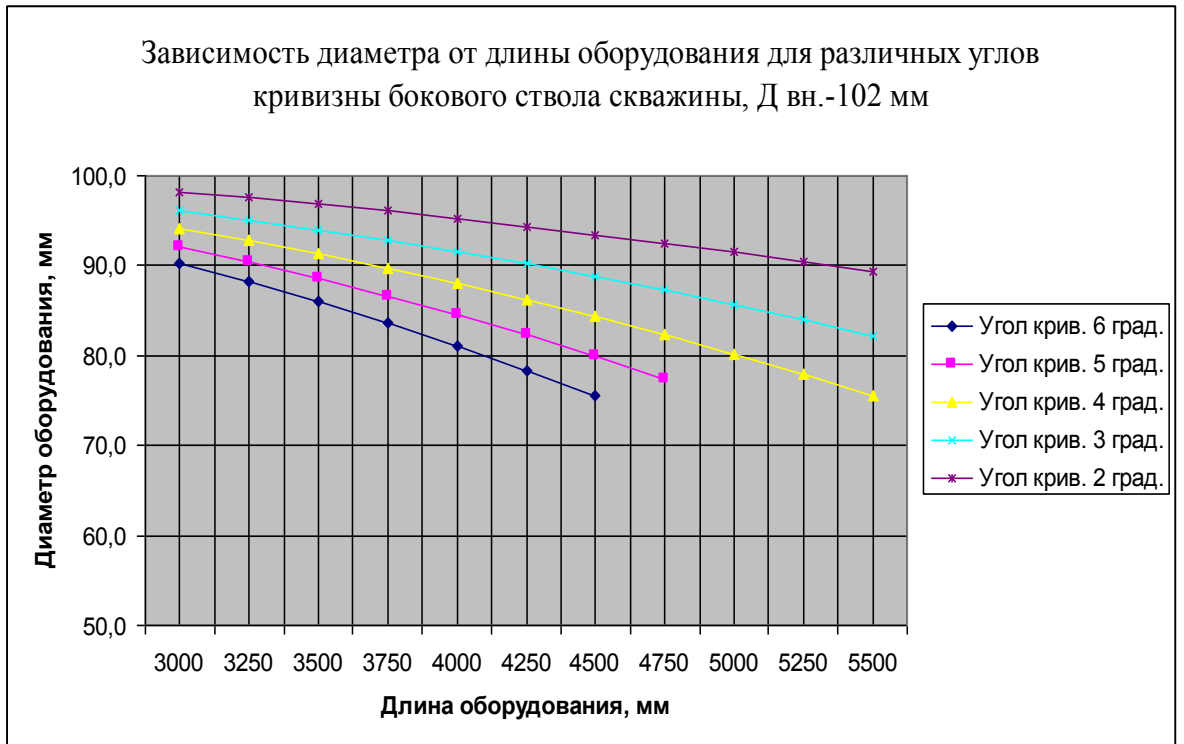


Рисунок 1.11 - Зависимость диаметра от длины оборудования для различных углов кривизны бокового ствола с внутренним диаметром – 102 мм

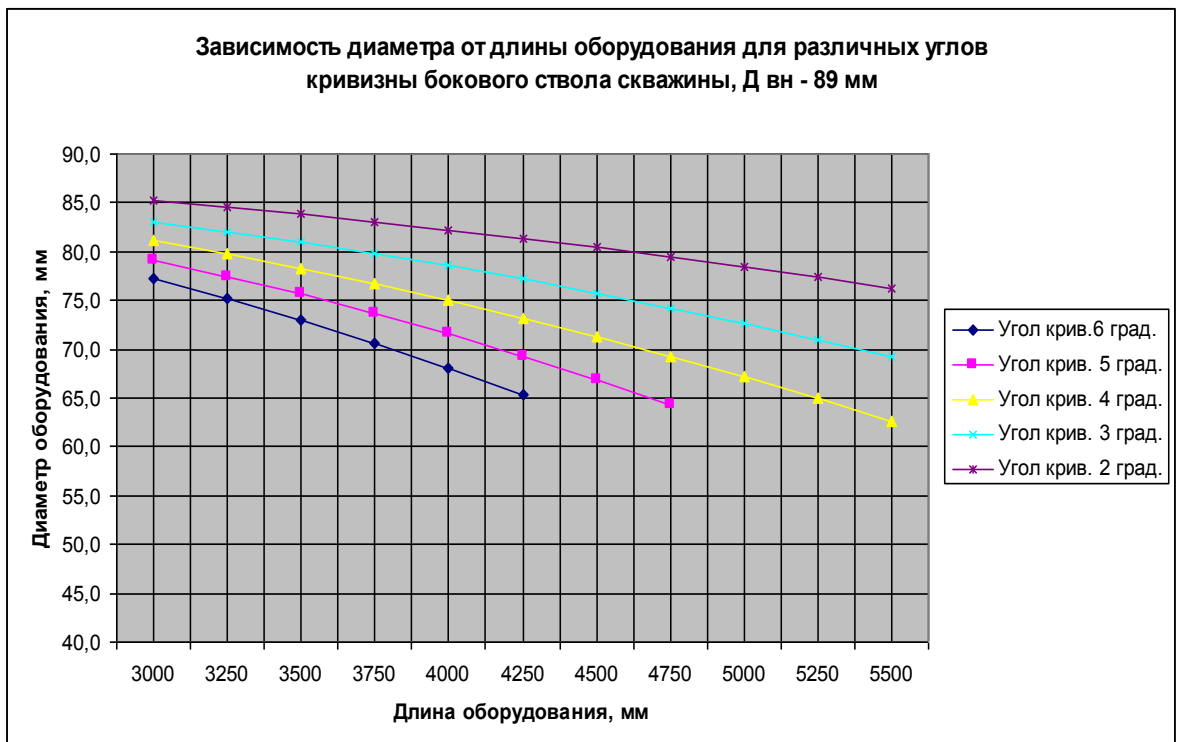


Рисунок 1.12 - Зависимость диаметра от длины оборудования для различных углов кривизны бокового ствола с внутренним диаметром – 89 мм



## 1.4 Конструктивные особенности малогабаритных установок УЭЦН

Большое количество месторождений на сегодняшний день истощены, эксплуатационные колонны изношены и находятся в аварийном состоянии. Для возвращения скважин в работу и восстановления их производительности применяются методы бурения боковых стволов, спуск в скважины так называемых «лайнеров» и т.д. Эксплуатация в лайнерах оборудования 5, 5А габаритов невозможна ввиду их большого размера, их спуск в боковой ствол также невозможен. Решение проблемы – в использовании установок малого (2А и 3) габарита [45, 46, 52, 55, 69, 91, 94].

Малогабаритные (3 и 2А) УЭЦН могут применяться в скважинах с техническими ограничениями (пластыри, смещение колонны НКТ), в горизонтальных скважинах с углом отклонения от вертикали  $90^\circ$ , в скважинах с интенсивностью набора кривизны  $4^\circ$  на 10 м при спуске и  $15'$  на 10 м в зоне подвески. УЭЦН малого габарита также применяются в боковых стволах для эффективной добычи нефти и в составе инновационных разработок компании - байпасных систем Y-tool и компоновок ОРЗ.

УЭЦН 3-го габарита для колонн НКТ диаметром 114 мм были разработаны компанией «НОВОМЕТ» еще в 2006 году. Максимальный габарит такой установки составляет 95 мм, диаметр насоса и двигателя - 81 мм. Установки работают с подачей от 30 до 250 м<sup>3</sup>/сут (рисунок 1.13). Все установки данного габарита комплектуются вентильными электродвигателями.

Для эксплуатации в боковых стволах с диаметром обсадной колонны 102 мм предлагается использовать УЭЦН 2А габарита рисунок 1.14 (размер в максимальном сечении 82 мм).

Особенностью установок 2А габарита является разработанный специально для них узел смещения, который позволяет уменьшить габарит установки, тем самым - применять УЭЦН в эксплуатационных колоннах малого диаметра или в боковых стволах.

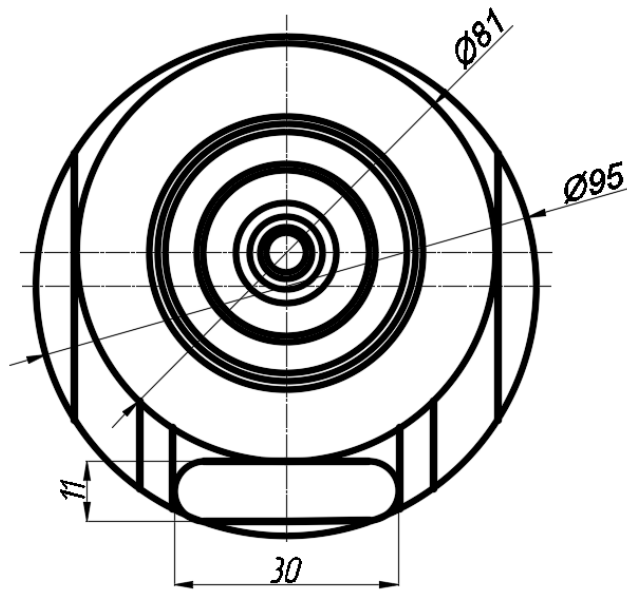


Рисунок 1.13 - 3-й габарит

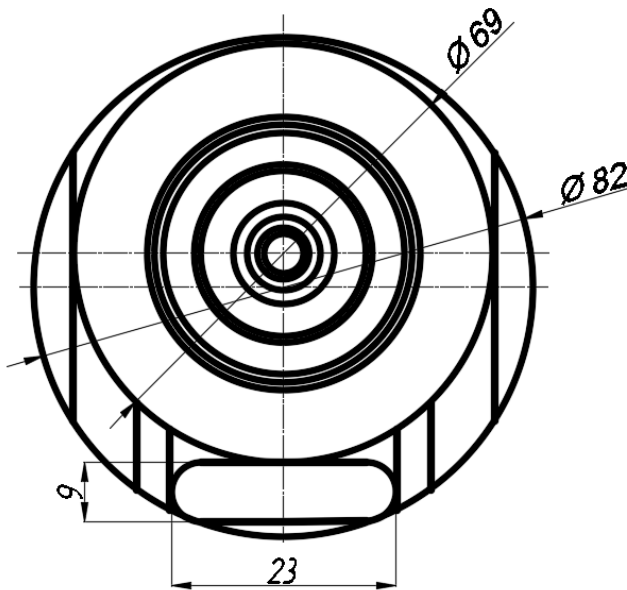


Рисунок 1.14 - 2А габарит

Малогабаритные установки также дают возможность их применения в боковых стволах (рисунок 1.15). В этом случае для обеспечения входа в боковой ствол добавляется центратор, а для защиты кабельного удлинителя при спуско-подъемных операциях (СПО) в боковом стволе - специальные протекторы.

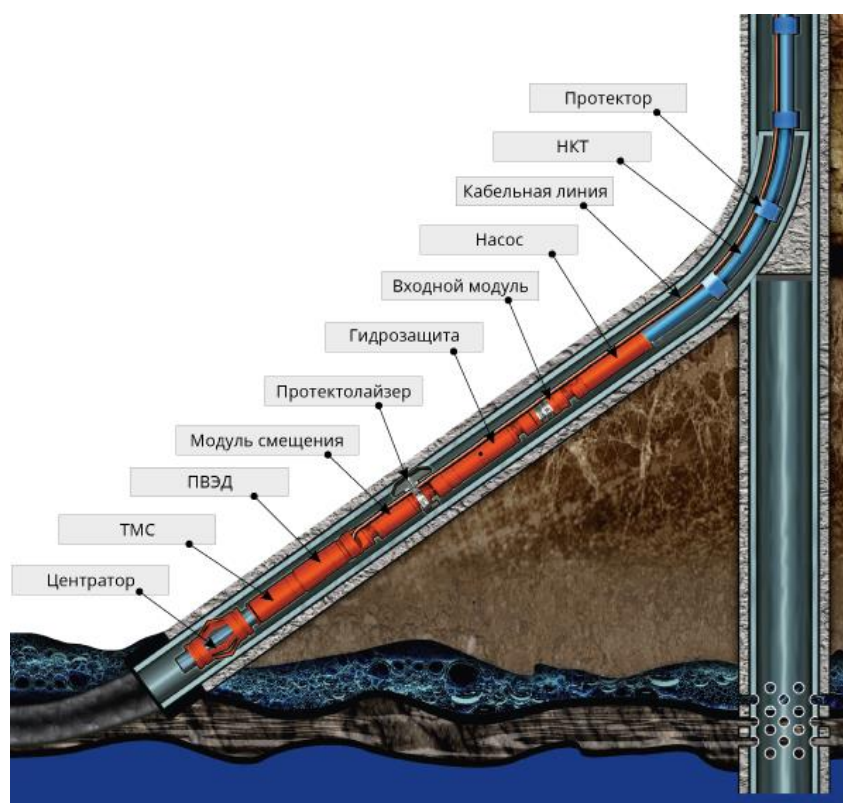


Рисунок 1.15 - Установка в боковом стволе

Несмотря на довольно малый диаметральный габарит установки, она имеет хорошие показатели энергоэффективности. КПД рабочей ступени составляет около 53-60%. Если сравнивать традиционные установки 5 габарита и установки габарита 2А и 3, то конечно у 5 габарита будет выше КПД, но при оценке энергоэффективности необходимо принимать во внимание и такой показатель, как коэффициент быстроходности насоса. Обычно чем меньше габарит насоса, тем меньше развиваемый напор и тем выше коэффициент быстроходности.

Кроме того, энергоэффективность малогабаритных УЭЦН достигается за счет использования ступеней, изготовленных по порошковой технологии, в результате чего их поверхность обладает меньшей шероховатостью, что также ведет к увеличению энергоэффективности установки и в значительной степени способствует применению высокооборотного вентильного двигателя, позволяющего набирать частоту вращения 6000 об/мин.

### **1.5 Анализ работы центробежных насосов малых (2А, 3) и обычных габаритов, в том числе - центробежных насосов с подпорной секцией**

Для эксплуатации скважин с техническими ограничениями по диаметральному габариту специально разработаны УЭЦН 2А и 3 габаритов. Их применение целесообразно в следующих условиях:

- ремонтные скважины, где были установлены пластыри, за счет чего было уменьшено внутреннее проходное сечение;
- разведочные скважины малого диаметра (СМД);
- скважины со сверхнормативной интенсивностью набора кривизны ствола;
- скважины с углом отклонения от вертикали  $90^\circ$  (горизонтальные участки).

Кроме того, установки малого габарита применяются в боковых стволах, в байпасных системах для исследования и мониторинга многопластовых скважин и в дуальных системах как для ОРЭ, так и для увеличения МРП скважин (поочередная работа УЭЦН).

УЭЦН третьей габаритной группы необходимы для работы в скважинах с минимальным внутренним диаметром колонны в 102 мм, поперечный размер самой установки с кабелем равен 95 мм.

Установка 2А габарита оснащается насосом с диаметром по корпусу в 69 мм, ее максимальный габарит равен 82 мм с учетом кабеля, а внутренний диаметр обсадной колонны, рекомендуемый для нормальной эксплуатации— 89 мм.

В качестве привода для малогабаритных насосных установок применяются вентильные двигатели с наружным диаметром 81 мм и КПД 88,6%. При частоте вращения от 2850 до 6000 об/мин диапазон подач насосов в зависимости от применяемой ступени составляет 30–250 м<sup>3</sup>/сут, КПД — около 40–63%, а максимальный напор, создаваемый насосом, равен 3500 м.

При необходимости (например, в скважинах с высоким газовым фактором) установки могут оснащаться насосами для работы с мультифазной смесью.

Опыт эксплуатации УЭЦН 3-го габарита в скважинах нефтяных компаний «ТНК-ВР», «Газпром нефть», «Роснефть», «РуссНефть», «Славнефть» и «Печоранефть» свидетельствует о высокой эффективности и надежности этого оборудования. В начале 2011 года была выполнена оценка работы 45 установок 3-го габарита. На момент расчета 22 установки находились в работе, 23 — были демонтированы, две из них были остановлены в связи с конструкционным отказом (таблица 1.1). Максимальная наработка на отказ составила 574 сут, максимальная текущая наработка — 450 сут, согласно прогнозу, средняя наработка на отказ установок 441 ( $\pm 61$ ) сут.

Впервые установка 3-го габарита в боковом стволе (рисунок 1.16) внедрена в эксплуатацию в апреле 2010 года на месторождении компании ОАО «ТНК-ВР». Диаметр ЭК был равен 168 мм, боковой ствол обсажен колонной 114 мм трубой.

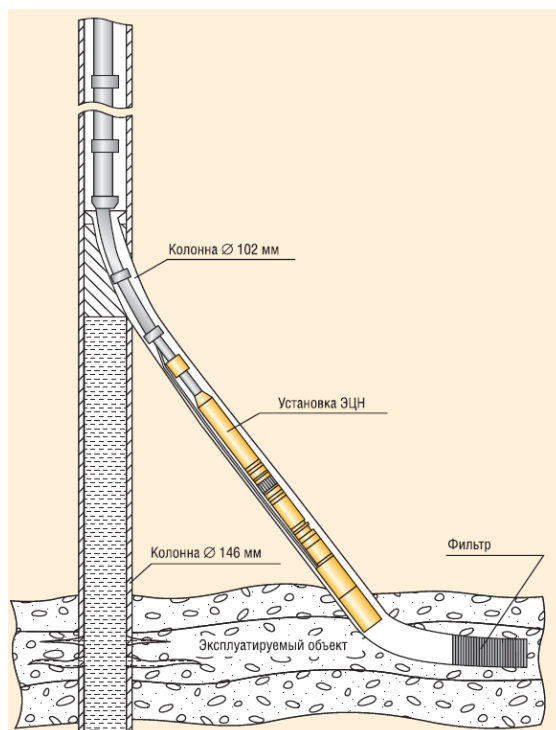


Рисунок 1.16 - Установка 3-го габарита в боковом стволе

Таблица 1.1 – Список рассмотренных установок

| Оборудование  | Наработка,<br>сут | Причина подъема           |
|---------------|-------------------|---------------------------|
| УВННЗ-80-2400 | 574               | ГТМ                       |
| УВННЗ-80-2400 | 399               | R-0 ТМС                   |
| УВННЗ-80-2400 | 213               | Негерметичность лифта НКТ |
| УВННЗ-40-1500 | 73                | В работе                  |
| УВННЗ-40-1500 | 134               | В работе                  |
| УВННЗ-40-1500 | 4                 | Негерметичность лифта НКТ |
| УВННЗ-40-1500 | 32                | Извлечение                |
| УВННЗ-60-2350 | 95                | R-0                       |
| УВННЗ-60-2350 | 154               | В работе                  |
| УВННЗ-80-1800 | 14                | ГТМ                       |
| УВННЗ-80-1800 | 112               | R-0 кабеля                |
| УВННЗ-80-1800 | 147               | В работе                  |
| УВННЗ-80-2400 | 286               | Замена УЭЦН               |
| УВННЗ-80-1850 | 45                | Клин                      |
| УВННЗ-50-3100 | 316               | В работе                  |
| УВННЗ-60-3500 | 132               | R-0 кабеля                |
| УВННЗ-60-3500 | 96                | R-0 кабеля                |
| УВННЗ-50-3100 | 146               | В работе                  |
| УВННЗ-80-1800 | 69                | В работе                  |
| УВННЗ-80-1800 | 30                | R-0 ПЭД                   |
| УВННЗ-80-1800 | 117               | В работе                  |
| УВННЗ-80-1800 | 66                | В работе                  |
| УВННЗ-80-1800 | 69                | В работе                  |
| УВННЗ-80-2550 | 193               | В работе                  |
| УВННЗ-80-2550 | 178               | В работе                  |

Ранее эти скважины относились к простаивающему фонду. После забуривания боковых стволов был проведен (гидравлический разрыв пласта) ГРП, а затем — шаблонирование колонны под малогабаритный ЭЦН.

Работа над созданием установок 2А габарита была начата в феврале 2010 года, и уже через год такая установка впервые была внедрена в компании ОАО «ТНК-ВР». Диаметр колонны основного ствола скважины составлял 168 мм, диаметр хвостовика, которым обсажен боковой ствол, — 102 мм, окно резки по длине скважины — 1960 м, по вертикали — 1930 м. В скважину была спущена установка УВНН2А-50-2300. Глубина спуска установки по вертикали составила 2251 м. При спуске установки произошла разгрузка на глубине 2037 м, что свидетельствует о прихвате оборудования при СПО, т.е. расчетная глубина не была достигнута. После совместных переговоров принято решение произвести запуск установки в эксплуатацию. После 2 ч работы началась подача жидкости. Через 8 ч работы установка отключилась по причине снижения давления на приеме насоса ниже допустимого. В результате ревизии выявлен слом вала установки из-за работы установки на участке с повышенной кривизной.

Для дальнейшего внедрения была подобрана другая скважина, и в июне 2011 года в ней произведен монтаж и запуск установки 2А габарита. В результате спуска УЭЦН в боковой ствол дебит жидкости и нефти вырос в два раза по сравнению с базовым, достигнутым предыдущей установкой, эксплуатируемой в основном стволе скважины. На текущий момент наработка составляет 85 суток. Посмотреть и сравнить данные до и после внедрения установки 2А габарита можно в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Сравнительные данные

| Показатели                    | До внедрения | После внедрения |
|-------------------------------|--------------|-----------------|
| $Q_{ж}$ , м <sup>3</sup> /сут | 36           | 76,7            |
| $Q_{н}$ , м <sup>3</sup> /сут | 25,8         | 55,8            |
| F, Гц(об/мин)                 | 50(2910)     | 160(4800)       |

Окончание таблицы 1.2

|                      |      |      |
|----------------------|------|------|
| Н <sub>СП</sub> , м  | 1524 | 1931 |
| Загрузка, %          | 56   | 58   |
| I <sub>раб</sub> , А | 19   | 20   |
| Н <sub>дин</sub> , м | 1196 | 1663 |

Каждая установка, которая спускается в боковой ствол, оснащается специальным центратором на основании двигателя (блока ТМС), который облегчает ее вход в скважину. По всей длине бокового ствола на муфты НКТ устанавливаются протекторы для защиты кабельного удлинителя от механических повреждений.

Эффективность разработки пластов с помощью зарезки бокового ствола выше, чем при эксплуатации их через основной ствол, благодаря возможности создать большие депрессии за счет большей глубины спуска насоса. Необходимо учитывать тот факт, что ранее при бурении боковых стволов не планировалось спускать в них какое-либо оборудование, поэтому кривизна их была соответствующей. По техническим условиям допустимый темп набора кривизны ствола скважины для малогабаритного оборудования не должен превышать 4° на 10 м длины, а в зоне подвески кривизна ствола скважины не должна быть более 15' на 10 м.

Современное оборудование и способы для насосной эксплуатации боковых стволов требуют пересмотра текущих проектов по зарезке бокового ствола.

Фирма ОАО «АЛМАЗ» предлагает так называемую двустороннюю установку ЭЦН (рисунок 1.17).



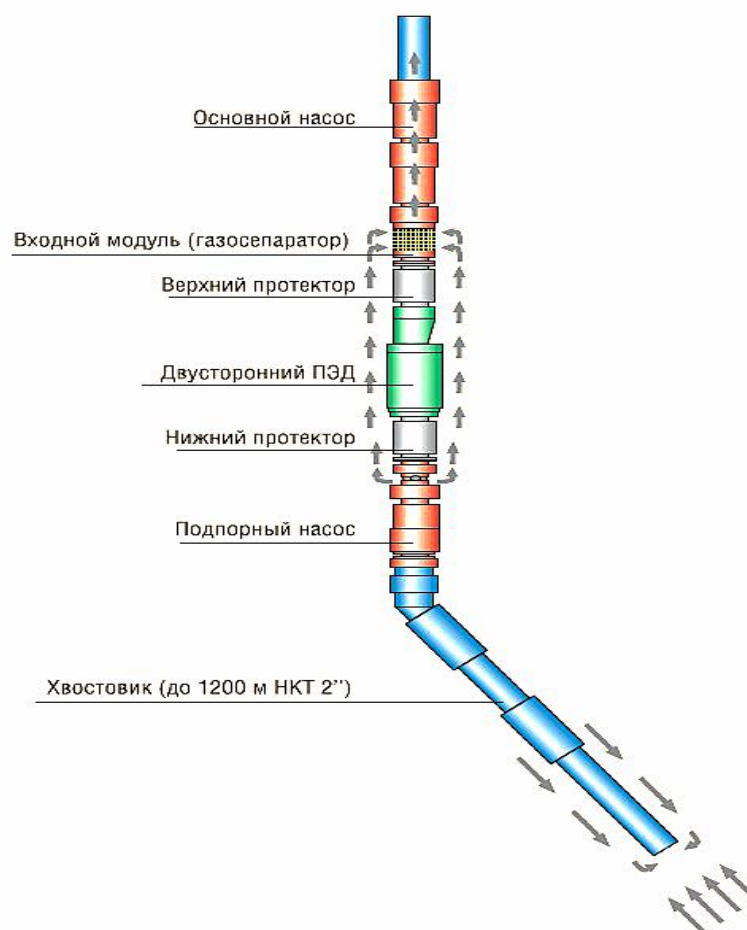


Рисунок 1.17 - Двусторонняя установка ЭЦН

Установка состоит из колонны НКТ, основного центробежного насоса, верхнего протектора, погружного электродвигателя, нижнего протектора, подпорного центробежного насоса, хвостовика.

Конструкция скважины при производстве скважин с боковыми стволами (СБС) предполагает забуривание (врезку) дополнительной колонны диаметром 114-120 мм из основной «материнской» колонны с глубины примерно 1400-1800 м.

Достижение эффективного уровня депрессии на продуктивный пласт при таких проектах и условиях предполагает спуск насосного оборудования в боковой ствол малого диаметра на дополнительные 700-1000 м, т.е. как можно ближе к продуктивному горизонту, вовлекаемому в разработку.

Система представляет собой установку стандартного 5 габарита с хвостовиком (лифтом) для оптимизации тока жидкости в скважине, адресного

забора жидкости, снижения глубины подвески, работы в условиях высокого газосодержания, откачивания жидкости глушения, освоения скважины. Погружной электродвигатель имеет в основе стандартный статор серии M5B5 с аналогичными параметрами из типов, поставляемых в компанию ОАО ТНК-ВР. Верхние присоединительные размеры – стандартные унифицированные. Нижнее основание предназначено для присоединения специального протектора ГП 51 через который подается крутящий момент через вал на нижний ЭЦН (подпорный). Мощность электродвигателя подбирается исходя из потребляемой мощности основного насоса, газосепаратора-диспергатора (ГСД) и потребляемой мощности подпорного насоса. Имеется также возможность установки ТМС. Прием скважинной жидкости подпорным нижним насосом осуществляется через прямоточный входной модуль закрытого типа, к которому присоединяется хвостовик НКТ 60 мм (до 1000 м), тем самым отводя точку забора жидкости вниз по колонне 102-114 мм. При этом сама система УЭЦН располагается над ПХН в основной материнской колонне.

Электродвигатель, приводит в действие центробежные насосы, расположенные по обеим сторонам. Подпорный нижний насос, забирает жидкость через хвостовик, спущенный в зону продуктивного пласта, далее пластовая жидкость, попадая в подпорный насос выбрасывается в затрубное пространство, обеспечивая охлаждение ПЭД и постоянный подпор динамического уровня, подхватывается основным насосом и поднимается по колонне НКТ на поверхность. Теоретические основы технологии таковы: двухсторонний УЭЦН начинает отбор через воронку непосредственно из интервала перфорации скважины (из зоны продуктивного пласта), что позволяет получить откачку из пласта не зависимо от гидростатического давления, т.е. выкидывая жидкость в затрубное пространство, подпорный ЭЦН создает противодействие столбу жидкости и откачивает воду, скопившуюся в скважине (от глубины расположения ЭЦН до воронки

хвостовика). Таким образом, уменьшается забойное давление и увеличивается дебит скважины.

По предположению разработчиков такая компоновка позволяет улучшить работу основного насоса и увеличить дебит скважины, а также не требует размещать сложное оборудование в малоразмерном боковом стволе.

Однако внедрение этих разработок имеет разноречивые результаты: имеются как положительные примеры внедрения с увеличением дебита скважин, так и совершенно противоположенные примеры.

Установки работают в четырех скважинах на месторождениях Родинское и Сорочинско-Никольское. Используются следующие типы насосов 125/1500+125/550, 80/1500+80/540 и 30/2000+50/500, где первая группа цифр обозначает подачу в м<sup>3</sup>/сут и напор в м нижнего насоса, а вторая группа – верхнего. В итоге прирост добычи по жидкости составил от 9 до 31 м<sup>3</sup>/сут.

Применение установки фирмы ОАО «АЛМАЗ» возможно, если динамический уровень находится выше уровня зарезки бокового ствола. При этом сама схема не является однозначной, не ясен принцип ее работы. Не ясна и методика подбора насосов, работающих от одного двигателя. Использование специального двухстороннего двигателя и двух протекторов значительно увеличивают стоимость всей установки.

## 1.6 Вывод

Анализ существующих способов эксплуатации скважин с боковыми стволами показал, что основные сложности возникают при необходимости размещения скважинных насосных установок непосредственно в боковом стволе из-за их диаметральных габаритов.

Актуальность поставленной задачи основана на изучении влияния геометрических параметров на расходно-напорную характеристику малогабаритных УЭЦН.

## Глава 2. Теоретические исследования методик расчета ступеней динамических машин

### 2.1 Ступени погружных центробежных насосов

Погружные центробежные насосы для добычи нефти отличаются от тех, которые используются на поверхности, ограниченным наружным диаметром ступени, что определяет их особенности и их рассматривают как насосы специальной конструкции. Несмотря на сильно ограниченные диаметральные габариты они должны развивать высокий напор и сохранять приемлемый КПД.

Анализ выпускаемых типов погружных центробежных насосов выявляет некоторые конструктивные особенности.

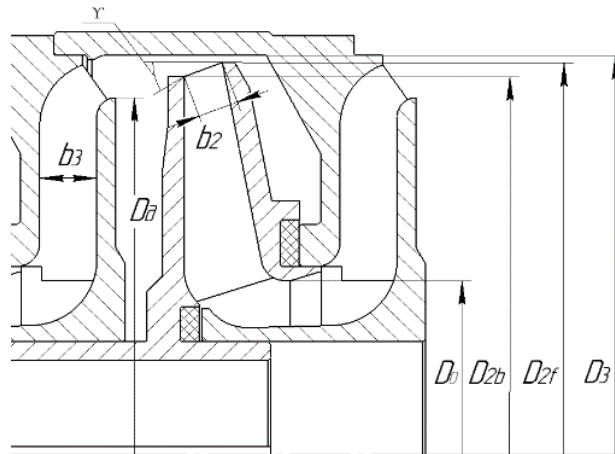
Радиальные размеры ступени ограничиваются диаметром обсадной колонны скважины. Осевые размеры ступени влияют на длину всей насосной установки, а в боковых стволах вообще определяют ее возможность эксплуатации в осложненных скважинах.

Углы лопастей погружных насосов на входе и выходе также несколько больше чем у обычных, отсюда, очень короткие лопасти, которые обычно выполняются перпендикулярно или с некоторым углом наклона к диску колеса. Слишком большой угол скоса лопастей  $\gamma$  значительно уменьшает средний диаметр рабочего колеса, уменьшая напор ступени. Слишком маленький - создает малое проходное сечение для потока на выходе из рабочего колеса, увеличивая скорость и создавая таким образом высокое гидравлическое сопротивление в полости. Между выходной кромкой лопасти рабочего колеса и корпусом направляющего аппарата зазор имеет достаточно маленькие размеры. Это приводит к резкому увеличению скорости потока жидкости за колесом, и как следствие, увеличение меридиональной проекции скорости. Это явление вызывает потерю напора ступени. Участок колеса, где происходит поворот потока жидкости при его переходе из канала колеса в

канал обратного направляющего аппарата является источником больших потерь и равен около 15-30% от общих потерь в ступени [6, 25, 33, 51, 79, 96, 97]. Большое влияние на работу ступени оказывает величина выходного угла лопасти рабочего колеса  $\beta_{2л}$  и ее профиль, изменяя вид кривой напора для случая  $\beta_{2л} < 60^\circ$ . При  $\beta_{2л} > 60^\circ$  напор увеличивается, а КПД падает. На величину напора влияет форма выходного конца лопасти рабочего колеса, но практически не влияет на КПД. Лопасть рабочего колеса двойной кривизны позволяет ступени работать с большим КПД при сохранении напора по сравнению с цилиндрической лопастью, причем чем больше подача, тем это заметнее. Выбор оптимальных соотношений скоростей и оптимальная целесообразная форма проточной части являются одними из основных способов существенного улучшения характеристики ступени погружного центробежного насоса.

Было экспериментально установлено, что особенности гидродинамики ступени погружного центробежного насоса не позволяют в полной мере применять при их проектировании известные методики, хорошо зарекомендовавшие себя для обычных центробежных насосов. В ряде работ [70, 71, 75] указывается что при моделировании ступеней насосов малых габаритных групп наблюдается отклонение экспериментальных характеристик от тех, что были определены по уравнениям подобия.

Теоретическая разработка вопроса о движении жидкости в гидравлических машинах представляет значительные трудности, так как большая часть каналов этих машин имеет переменные по площади сечения [12, 13, 78, 83]. Все это приводит к появлению вихревых зон различной природы, которые не возникают при течении жидкости по трубам. И если применять для описания течения жидкости в насосе известные из гидравлики простые зависимости, выведенные для труб, можно получить не только неверные в количественном отношении решения, но даже неправильные представления о потоке в целом.



$b_3$ -ширина канала направляющего аппарата;  $D_0$ -диаметр диафрагмы направляющего аппарата;  $b_2$ -ширина канала на выходе из рабочего колеса;  $\gamma$ -угол скоса;  $D_0$ -диаметр входа в рабочее колесо;  $D_{2b}$ -диаметр ведущего диска;  $D_{2f}$ -диаметр ведомого диска;  $D_3$ -внутренний диаметр направляющего аппарата

Рисунок 2.1 - Основные размеры ступени

Знание процессов, происходящих во время работы в центробежной машине, необходимо при решении так называемых прямых и обратных гидродинамических задач. Под прямой задачей понимается определение технических возможностей насоса по заданной форме лопасти колеса в целом. Обратная задача связана с профилированием каналов проточной части насоса.

При решении подобных задач используют разные математические модели. Например, модель на базе уравнений Эйлера является классической. С ее помощью можно найти теоретический напор, который является результатом передачи энергии от лопастного колеса к проходящей в нем жидкости. Затем в ступени происходит его снижение до действительного напора из-за преодоления гидравлических потерь. Эффективность и точность подобных математических моделей определяется от возможности достаточно точно определить скорости в характерных точках такой гидравлической машины, например - на входе и выходе из рабочего колеса ступени центробежного насоса, а также от метода, по которому будут рассчитываться

потери в рабочем колесе, которые в свою очередь зависят от формы проточных каналов.

При решении прямой гидродинамической задачи, например, А.И. Степанов [89] использовал напорную характеристику насоса, которая рассчитывалась по модели Эйлера. Затем с ее помощью вычислял потери напора при прохождении потока через элементы насоса. Все потери напора в насосе А.И. Степанов поделил на объемные, гидравлические, механические. Проводя дальнейшие исследования в этом направлении, он также в отдельную категорию выделил потери, которые были вызваны явлением рециркуляции жидкости на входе и выходе рабочего колеса. Эти потери напора он назвал потерями на гидродинамическое торможение. Гидравлические потери и на данный момент являются наименее изученными, однако в тоже время они имеют наибольший интерес и значение. Поэтому решение данной задачи для рабочего колеса, проектируемого для достижения максимального гидравлического КПД, имеет высокое значение. Улучшение эксплуатационных показателей насосов происходит в основном экспериментальным путем, а главной оценкой его эффективности является полный КПД насоса. Постоянное увеличение разнообразных методик, которые отличаются друг от друга точностью расчетов и быстродействием их применения при использовании компьютерных программ вычислительной гидродинамики, обусловлено сложностью рабочих процессов внутри подобных машин и разнообразием эксплуатационных задач, для которых проектируется подобное оборудование. Кроме того, плохо изучены процессы, связанные с явлением рециркуляции потока жидкости на входе и выходе рабочего колеса насоса.

Б.И. Боровский [14] делает акцент на описание работы насоса на нерасчетных режимах. Согласно его исследованиям, при уменьшении расхода жидкости возникает обратное течение, которое обычно наблюдается в выходном сечении отвода. Радиальная скорость жидкости при обратном течении становится отрицательной (течение из отвода в колесо), появляются

потери на вихреобразование, которые также именуется потерями на гидравлическое торможение. Рабочее колесо затрачивает дополнительную мощность на создание этих образующихся вихрей. Поток перекачиваемой среды эта затрачиваемая энергия не передается, она просто рассеивается и просто тратится на нагрев жидкости. Дисковые потери и потери гидродинамического торможения приводят к увеличению момента сопротивления движения рабочего колеса насоса и по своей природе сходны механическим потерям. Поэтому в расчетах пользуются обобщенным понятием «механические потери», куда относят собственно механические потери, потери на дисковое трение и потери на гидродинамическое торможение, деля их на внешние и внутренние. К внешним механическим потерям относят потери, связанные с трением в уплотнениях и опорных подшипниках. К внутренним механическим потерям – дисковые и гидродинамического торможения. Такое разделение имеет значение при моделировании, когда есть необходимость в оценке эффективности проточной части рассматриваемого насоса. В своих работах С.С. Руднев [82] рассматривал механические потери, как комплекс, состоящий из потерь на трение в уплотнениях вала и опорных подшипниках, потерь на трение, возникающих на боковых поверхностях рабочего колеса насоса при трении о жидкость в процессе вращения (оно же дисковое трение) и потерь, связанных с гидродинамическим торможением. В данной работе дисковые потери и указанная тормозная мощность отнесены к механическим потерям. Подобное разделение хорошо характеризует условность рассмотрения в балансе мощности насоса у каждого автора.

Задачи движения реальной жидкости в центробежном насосе достаточно сложно математически описать (создать математическую модель), к тому же точное решение на основании этих моделей не всегда возможно. Поэтому в настоящее время не существует обобщенных моделей, позволяющих, с достаточной для практических целей точностью, получить



характеристику насоса и требуется экспериментальное подтверждение всех расчетных характеристик.

Из анализа представленных работ можно сделать вывод о том, что достаточно полно изучены режимы работы центробежного насоса в небольшом рабочем диапазоне его характеристики. Существующие модели достаточно точно описывают работу в оптимальном режиме. Вместе с тем, в настоящее время нет моделей, которые бы с достаточной степенью точности описывали бы режимы работы насоса при малых подачах, в том числе и при нулевой подаче, и для математического описания этих режимов необходимо искать новые решения. Отдельное внимание нужно уделить процессу рециркуляции, которая приводит к повышению давления в точке, где происходит разворот перекачиваемой среды. В теории лопастных насосов явление рециркуляции изучено не в достаточной степени. Этот процесс обычно рассматривают как вредное явление, вызывающее только потери в мощности.

Сделав анализ рассмотренных материалов, посвященных изучению работы лопастных насосов, можно сделать следующие основные выводы:

1. А.И. Степанов рассмотрел случай, где напорная характеристика теоретического напора насоса представлена как прямая линия, а вид кривой  $Q-H$  действительного напора вычисляется через гидравлические потери. Данная задача пока не решена до конца, и в этой связи продолжает оставаться актуальной и работа, связанная с усовершенствованием методик расчета характеристик лопастных насосов.

2. Несмотря на большой объем экспериментальных, а также теоретических работ в теории изучения насосов, продолжают оставаться противоречия по поводу вычисления теоретического напора и гидравлического КПД насоса.

3. Слабо изученным остается вопрос о рециркуляции потока жидкости в насосе на режимах работы с подачей ниже оптимальной. Для переменных режимов работы в теории лопастных насосов отсутствует

общепринятая методика вычисления потерь напора, которая бы связывала теоретический напор по уравнению Эйлера с расчетным напором. Есть некоторое отсутствие взаимосвязи между некоторыми вопросами: о связи между рециркуляцией потока и потерями напора, влияние на давление, о постоянных и о переменных коэффициентах гидравлического сопротивления.

4. Среди исследователей еще нет однозначного мнения по вопросу о функциональной взаимосвязи баланса мощности с балансом напора.

В ряде случаев, когда не получается найти математическое решение данного процесса, например, процесса движения потока жидкости в насосе, применяют теорию подобия. Данная теория позволяет моделировать физические явления без решения и даже составления физических уравнений. Применяя теорию подобия, возможно выбрать модельный насос, проточная полость которого подобна по своей геометрии полости проектируемого насоса. Таким образом, можно вычислить соотношения размеров этих насосов и получить размеры рабочих органов проектируемого насоса. Пересчитав по теории подобия характеристику модельного насоса, можно получить характеристику проектируемого насоса. Данный метод проектирования широко применяется в настоящее время.

Для практического применения данного способа необходимо определить критерии подобия. В частности, решение вопроса о критериях подобия центробежных и диагональных ступеней погружного лопастного насоса необходимо для рассмотрения особенностей расчета и проектирования центробежных и диагональных ступеней по методике ОКБ БН [2].

Будем считать, что через насос проходит стационарный поток однофазной несжимаемой жидкости. Процессы, проходящие в насосах, считаются подобными, если выполняются условия по подобию потоков жидкости, проходящих через насос. Подобными называются потоки, у которых все характеризующие их физические величины одинаковой природы в соответствующих точках этих потоков находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются масштабами или

коэффициентами подобия. В этом случае, зная характеристики модельного потока, легко получить характеристики натурального потока, путем простого умножения показателей, характеризующих модельный поток на эти коэффициенты подобия.

Для начала нужно определить, какое количество критериев подобия минимально достаточно для полной характеристики подобия. Для этого нужно проанализировать физические зависимости, определяющие характеристику насоса с точки зрения теории размерностей.

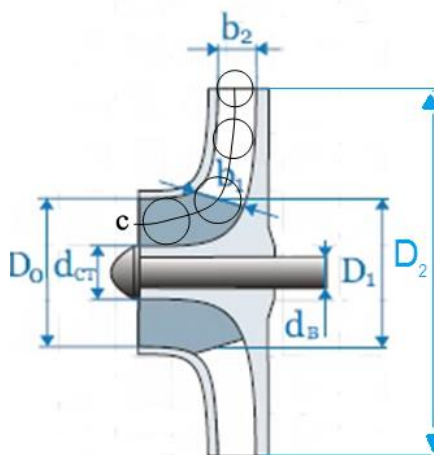


Рисунок 2.2 - Меридиональный разрез рабочего колеса

Ограничим условие такой задачи, предположив, что геометрическая форма насоса задана, т.е. из всего многообразия рассматриваются насосы только одной серии. Под серией в данном случае понимается множество однотипных гидравлических машин, геометрически подобных между собой во всех деталях проточной части. Поскольку соответствующие размеры односерийных машин связаны между собой определенными отношениями (например,  $(D_0/D_2) = 0,70$ ,  $(b_2/D_2) = 0,12$  и т. д., рисунок 2.1), то любой насос данной серии можно характеризовать лишь одним размером, например,  $D_2$ . Вопрос постоянности соотношений включает также вопрос об относительной шероховатости ( $\Delta/D_2 = \text{const}$ ) и относительных размерах щелей в щелевых уплотнениях ( $L/D_2 = \text{const}$ ).

В таком случае в качестве характеристики данной серии насосов достаточно иметь две следующие зависимости [2]:

$$\left. \begin{aligned} f_1(Q, gH, n, D_2, \nu) &= 0 \\ f_2\left(\frac{N_k}{\rho}, Q, n, D_2, \nu\right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

В первой зависимости отсутствует плотность  $\rho$ , поскольку при заданной удельной работе  $gH$  подача жидкости различной плотности одна и та же. Вместо мощности рабочего колеса во второй зависимости взято ее отношение к плотности, так как мощность пропорциональна  $\rho$ . Так же, как в характеристике насоса, зависимости, составляющие характеристику серии, предназначены: первая – для определения  $Q$  по заданным  $gH, n, D_2, \nu$ , вторая – для определения  $N_k$ .

Безразмерные комплексы. Условимся безразмерным комплексом  $\Pi$  (пи) называть произведение нескольких физических величин, показатели степеней которых подобраны так, что размерность произведения равна нулю.

Главное утверждение теории размерностей, принимаемое здесь без доказательства, гласит: всякую зависимость между размерными величинами, отражающую физическую закономерность, можно представить как соотношение между безразмерными комплексами  $F(\Pi_1, \Pi_2, \dots) = 0$ .

Комплекс – это безразмерная величина, составленная из разнородных величин с разной размерностью, описывающих процесс или систему.

Это положение, известное в механике под названием  $\Pi$ -теоремы, дополняется двумя правилами:

- 1) число независимых комплексов равно  $s - q$  (где  $s$  — число размерных величин в исходной зависимости,  $q$  — число основных единиц измерения);
- 2) каждый безразмерный комплекс комбинируется из  $q + 1$  величины.

Применим правила  $\Pi$ -теоремы к характеристике серии насосов. Для обеих зависимостей (ф.2.1)  $s - q = 3$ ,  $q + 1 = 3$ . Следовательно, система может быть представлена так [2]:

$$\left. \begin{aligned} F_1(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) &= 0 \\ F_2(\Pi_4, \Pi_2, \Pi_3) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

где  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4$  — безразмерные комплексы, подобранные по правилу 2 П-теоремы так, что в них содержатся все переменные исходной (размерной) системы уравнений.

Полученная система представляет собой безразмерную (или критериальную) характеристику серии насосов.

Данные комплексы можно выбирать произвольно, но лучше, чтобы они имели четкий физический смысл. Для этого снова вернемся к теории подобия.

Для подобия установившегося потока однофазной вязкой несжимаемой жидкости в лопастной гидромашине необходимо следующее:

1. Геометрическое подобие проточной части насосов, включающее так же подобие шероховатостей поверхности стенок внутренних каналов, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин лопастей рабочего колеса. Условие геометрического подобия заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве отношений сходственных геометрических величин.

2. Кинематическое подобие состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных насосов и в равенстве сходственных углов треугольников скоростей. При этом берутся осредненные (по сечению) скорости потока.

Из определения кинематического подобия следует, что при кинематическом подобии планы скоростей подобны.

Обычно считается достаточным соблюдения подобия на границах потока. Такими границами являются, в частности, его сечения у входа в насос, у входа в рабочее колесо, на выходе из рабочего колеса и у выхода из насоса.

Можно доказать, что при выполнении геометрического и кинематического подобия двух потоков жидкости через насос, для них также будет выполняться равенство безразмерных комплексов (критериев подобия), например, критерия коэффициента подачи [2]:

$$\varphi = \frac{Q}{D_{\text{вк}}^2 n} \quad (2.3)$$

Также можно доказать, что в силу геометрического и кинематического подобия для подобных режимов ( $a$  и  $b$ ) должно выполняться равенство объемных КПД [2]:

$$\eta_{oA} = \eta_{oB} \quad (2.4)$$

3. Динамическое подобие выражается постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих на сходственные объемы кинематически подобных потоков в геометрически подобных насосах и равенством углов, характеризующих направление действия этих сил.

В общем случае в потоке жидкости могут действовать следующие силы: массовые (инерции  $P_{\text{ин}}$  и тяжести  $P_{\text{тяж}}$ ), и поверхностные силы (вязкостного трения  $P_{\text{вяз}}$  и давления  $P_{\text{дав}}$ ).

Для напорных потоков, к которым относится и течение жидкости в каналах гидромашин, сила тяжести проявляется через давление, и ее влияние учитывается через силы давления ( $P = P_{\text{дав}} + P_{\text{тяж}}$ ).

В гидромеханике отношение сил инерции к силам вязкости называется числом Рейнольдса и определяется как отношение произведения характерного линейного размера и характерной скорости к коэффициенту кинематической вязкости. В теории лопастных насосов в качестве характерного размера чаще всего берут внешний диаметр рабочего колеса  $D_2$ , а в качестве характерной скорости – окружную скорость на выходе из рабочего колеса  $u_2$ . При этом число Рейнольдса приобретает следующий вид [2]:

$$\frac{D_2 u_2}{\nu} = \frac{D_2 \pi D_2 n}{\nu} = \frac{\pi D_2^2 n}{\nu} \quad (2.5)$$

Окончательно, отбросив постоянный множитель  $\pi$ , получим следующий вид критерия для лопастных насосов [2]:

$$\text{Re} = \frac{D_2^2 n}{\nu} \quad (2.6)$$

Из условий динамического подобия по силам инерции и силам давления вытекает равенство, безразмерных комплексов (критериев подобия), которое называется коэффициентом напора [2]:

$$\psi = \frac{gH}{(D_2 n)^2} \quad (2.7)$$

Легко также доказать, что в силу геометрического, кинематического и динамического подобия для подобных режимов должно выполняться равенство гидравлических и дисковых КПД. При работе геометрически подобных насосов в подобных режимах их КПД равны.

В общем виде закон подобия для лопастных насосов формулируется следующим образом: если насосы одной серии действуют в кинематически и динамически одинаковых режимах, то коэффициенты напора и внутренние КПД у них одинаковые. Иначе говоря [2], если

$$\varphi = \frac{Q}{D_2^3 n} = \text{const},$$

$$\text{Re} = \frac{D_2^2 n}{\nu} = \text{const},$$

то

$$\psi = \frac{gH}{(D_2 n)^2} = \text{const},$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N} = \text{const}.$$

Эти равенства, называемые общими формулами гидродинамического подобия насосов, вытекают также из рассмотрения безразмерной характеристики серии насосов: данному сочетанию двух критериев подобия  $\varphi$

и  $Re$  отвечают вполне определенные значения  $\psi$  и  $\eta$ . Если перекачиваются невязкие жидкости, насосы обычно действуют при столь высоких  $Re$ , что равенство этих критериев, как условие полного подобия потока, становится излишним, т. е. для выполнения равенств критериев  $\psi$  и  $\eta$  достаточно одного из условий:  $\varphi = \text{const}$ . Данное явление называется автомодельностью по числу Рейнольдса. Практически это соответствует случаю работы насоса на воде.

Общие формулы подобия, рассматриваемые без влияния вязкости жидкости (в области автомодельности по числу Рейнольдса), называют общими формулами кинематического подобия (или законами Рато).

Из общих формул вытекают частные формулы кинематического подобия, если рассматривается характеристика одного насоса при изменении частоты вращения вала.

Из формул кинематического подобия получаем, что для подач, для которых выполняется соотношение [2]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{\eta_{об1}}{\eta_{об2}} \quad (2.8)$$

будут выполняться и соотношения [2]:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \frac{\eta_{с1}}{\eta_{с2}} \quad (2.9)$$

а также соотношение [2]:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{\eta_{мех1}}{\eta_{мех2}} \quad (2.10)$$

В одинаковых режимах, когда подачи насоса пропорциональны частотам вращения, напоры пропорциональны квадрату, а внутренние мощности – кубу частоты вращения.

Полученные критерии имеют один недостаток: в формулах для расчета критериев  $\varphi$ ,  $\psi$  и  $Re$  кроме  $Q$ ,  $H$  и  $n$ , входит значение диаметра рабочего колеса  $D_2$ , который также должен быть определен в процессе проектирования.



Поэтому необходимо найти еще и такой критерий подобия, в котором не участвовал бы диаметр рабочего колеса  $D_2$ .

Для получения такого критерия возведем коэффициент расхода во вторую степень, а коэффициент подачи в третью, и разделим их один на другой и из полученного результата извлечем корень четвертой степени. Полученный результат умножим на  $2\pi$  (умножение на постоянный сомножитель не меняет сущности критерия) [2]:

$$\begin{aligned} 2\pi \left( \frac{\varphi^2}{\psi^3} \right)^{\frac{1}{4}} &= 2\pi \left[ \left( \frac{Q}{nD_2^3} \right)^2 \left( \frac{n^2 D_2^2}{gH} \right)^3 \right]^{\frac{1}{4}} = 2\pi \left( \frac{Q^2 n^6 D_2^6}{n^2 D_2^6 g^3 H^3} \right)^{\frac{1}{4}} = \\ &= 2\pi \left( \frac{Q^2 n^4}{g^3 H^3} \right)^{\frac{1}{4}} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} . \end{aligned}$$

Обозначим полученный критерий  $k_s$  [2]:

$$k_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} . \quad (2.11)$$

Также, как и критерии  $\varphi$  и  $\psi$ , критерий  $k_s$  одинаков для всех геометрически подобных насосов при работе их на подобных режимах, т. е. также является критерием подобия. И также, как и критерии  $\varphi$  и  $\psi$ , критерий  $k_s$  является безразмерной величиной и его значение не зависит от выбора системы единиц.

Также, как и критерии  $\varphi$  и  $\psi$ , полученный критерий различен для различных режимов работы насоса и изменяется от 0 до  $\infty$ . Полученный критерий, определенный для оптимального режима, т.е. для режима с максимальным КПД в области автомодельности по числу Рейнольдса, называется типовым числом насоса  $k_{s,0}$ .

Данный критерий подобия однозначно определяет основные геометрические и энергетические особенности ступени насоса.

Однако, в настоящее время в практике насосостроения чаще используют аналогичный по форме критерий, также рассчитанный для

оптимального режима работы насоса и называемый коэффициентом быстроходности ступени [2]:

$$n_s = 3,65 \frac{n_m \sqrt{Q_o}}{H_o^{3/4}} \quad (2.12)$$

Входящие в критерий  $n_s$  величины имеют следующие размерности:  $Q_o$  в м<sup>3</sup>/с,  $H_o$  в м,  $n_m$  в об/мин.

Коэффициент 3,65 не меняет физического смысла  $n_s$ , который, как и  $k_{s,o}$  является критерием подобия. Его происхождение историческое.

Связь между коэффициентом быстроходности насоса и типовым числом [2]:

$$n_s = 193,2 k_{s,o} \quad (2.13)$$

Понятие  $n_s$  перешло в насосостроение из гидротурбиностроения, где в качестве эталонных величин были приняты параметры турбины, которая при напоре в 1 м развивает в оптимальном режиме мощность в 1 л.с. (0,7355 кВт).

В насосостроении этот критерий был сформулирован таким образом. Пусть данная ступень обладает основными величинами  $Q$  (м<sup>3</sup>/с),  $H$  (м)  $n_m$  (об/мин), а подобное ему эталонная ступень развивает при работе на воде ( $\rho=1000$  кг/м<sup>3</sup>) напор в  $H_s = 1$  м, полезную мощность  $N_s = 1$  л.с. при числе оборотов  $n_s$ . Очевидно,

$$N_s = \rho g H_s Q_s = 735,5 \text{ Вт} \quad \text{или} \quad Q_s = 0,0075 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из условия подобия (равенства типовых чисел  $k_{s,o}$  обеих ступеней) получим [2]:

$$\frac{2\pi n_s \sqrt{0,075}}{g^{3/4} 1^{3/4}} = \frac{2\pi n \sqrt{Q}}{g^{3/4} H^{3/4}},$$

откуда

$$n_s = \frac{1}{\sqrt{0,075}} \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.14)$$

т.е. коэффициентом быстроходности является частота вращения колеса ступени, геометрически подобной данной, которая при напоре в 1 м подает 0,075 м<sup>3</sup>/с жидкости.

Хотя при таком определении коэффициента быстроходности ступени  $n_s$  он имеет размерность частоты вращения (об/мин), традиционно единицы измерения указывать не принято. Данный критерий служит для классификации лопастных насосов различных типов (таблица 2.1) [2, 74].

Как уже отмечалось, при проектировании нового насоса геометрическое подобие должно соблюдаться как в целом, так и в деталях. К сожалению, полного подобия никогда не бывает. Во-первых, подобие нарушается по условиям изготовления (например, толщина лопасти не всегда пропорциональна диаметру колеса, формы кромок при отливке искажаются и проч.). Во-вторых, абсолютная шероховатость поверхностей проточных каналов у машин малых размеров примерно такая же, как и крупных, что означает неравенство относительных шероховатостей и снижение гидравлического КПД у первых машин. В-третьих, относительные зазоры в машинах малых размеров больше, чем в крупных, что снижает объемный КПД.

Поэтому результаты испытания одной из машин данной серии, можно переносить на машины других размеров лишь приблизительно, а для уточнения необходимо вносить поправки на влияние масштабного фактора.

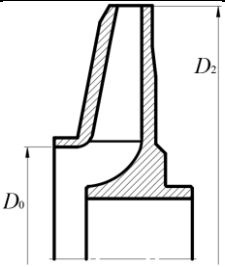
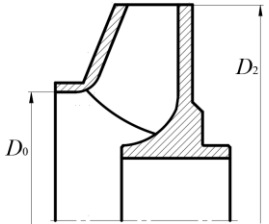
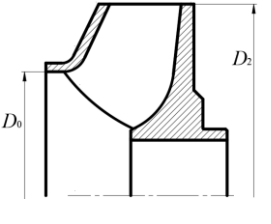
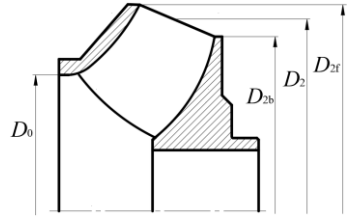
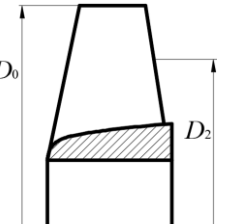
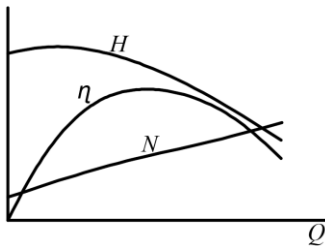
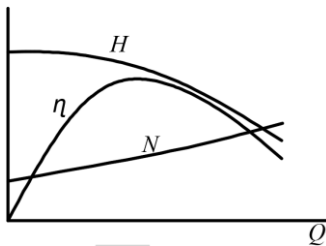
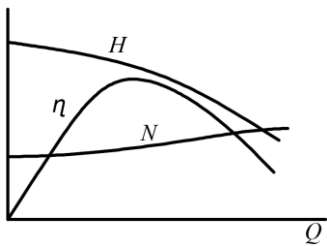
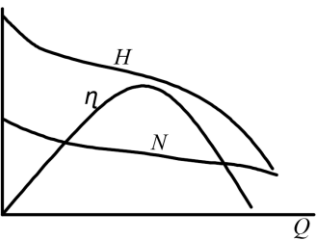
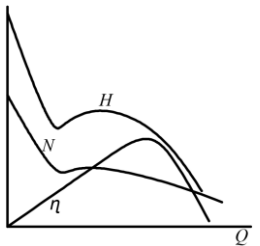
При разработке своей методики расчета и проектирования центробежных и диагональных ступеней ЭЦН специалисты ОКБ БН придали критериям подобия следующий вид [2]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^3 \frac{n_1}{n_2} \quad (2.15)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2.16)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^5 \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \quad (2.17)$$

Таблица 2.1 - Классификация лопастных насосов по типовому числу  $K$  (коэффициенту быстроходности  $n_s$ ).

| Параметр рабочих колес                                    | центробежные   |   |  | Диагональные   | Осевые   |
|---|--|---|--|--|--|
|   | Тихоходные   | Нормальные  | Быстроходные   |  |  |
| $K$   | 0,25-0,45  | 0,40-0,95   | 0,80-1,55  | 1,3-2,6  | 2,6-5,2  |
| $n_s$   | 50-90  | 80-180  | 150-300  | 250-500  | 500-1000   |
| Сечение рабочего колеса                                   |   |   |   |   |   |
| $D_2/D_0$   | 3,0-2,5  | 2,5-1,4   | 2,5-1,4  | 1,4-0,9*   | 0,8*   |
| Форма лопасти   | Цилиндрическая   | Двойной на входе, цилиндрическая на выходе  | Двойной кривизны   | Двойной кривизны   | Двойной кривизны   |
| Характеристика  |  |  |  |  |  |
| *У диагональных и осевых насосов $D_2=0,5(D_{2f}+D_{2b})$ |  |   |  |  |  |

Энергетические параметры, а также конструктивные коэффициенты при расчете центробежных и диагональных ступеней были приняты в функции от критерия подобия, который был ранее определен как коэффициент расхода  $\varphi$ , которому авторы методики придали следующий вид [2]:

$$\Pi = \frac{Q_{onm} \cdot 10^3}{n D_{\text{вк}}^3}, \quad (2.18)$$

где  $D_{\text{вк}}$ -внутренний диаметр корпуса направляющего аппарата, а параметры следует брать в следующих размерностях [2]:

$$[Q_{onm}] = \text{м}^3 / \text{сек}, [n] = \text{мин}^{-1}, [D_{\text{вк}}] = \text{м}.$$

Коэффициент подобия  $\Pi$ , и коэффициент быстроходности насоса широко используются при обобщении опытных данных по насосам и турбинам, а также применяются для обобщения опытных данных и систематизации конструктивных коэффициентов ступеней погружных лопастных насосов.

При разработке своей методики, специалисты ОКБ БН исходили из следующих общих принципов.

Для проектирования ступени обычно задают следующие исходные данные: объемную номинальную подачу  $Q_n$  ( $\text{м}^3/\text{сут}$ ); частоту вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ); максимальный диаметр проточной полости ступени  $D_3$  ( $\text{мм}$ ); диаметр вала насоса  $d_e$  ( $\text{мм}$ ).

Первоочередная задача при проектировании ступени заключается в разработке ступени с гидравлическими качествами на уровне или выше соответствующих уровней сравниваемых альтернативных ступеней.

Гидравлические качества ступеней оценивают обычно коэффициентом полезного действия  $\eta$  и напорностью — напором на единицу монтажной высоты ступени ( $H/L$ ) на подаче оптимального режима. Естественно, эти параметры должны быть приведены к единой частоте вращения вала. Для корректности эти параметры следует сравнивать с соответствующими

параметрами альтернативных ступеней одного и того же диаметального габарита.

Следует отметить, что гидравлические качества ступеней существенно зависят от следующих факторов: точности изготовления и шероховатости поверхностей проточных каналов ступени, диаметра вала, конструкции осевой опоры ступени (одно- или двухопорная).

Номинальное значение напора ступени можно оценочно определить по среднему выходному диаметру рабочего колеса  $D_{cp}$  и статически полученному коэффициенту окружной скорости из формулы [2]:

$$K_{u2} = \frac{u_{2cp}}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D_{2cp} n}{60 \sqrt{2gH}}, \quad (2.19)$$

где  $K_{u2} = (1,83 + 0,53\Pi)$ .

Для повышения эффективности и надежности работы ступени необходимо добиваться максимального приближения значения подачи  $Q_n$  номинального режима к оптимальной подаче  $Q_{opt}$ . К ступени предъявляются также конструктивные, технологические и эксплуатационные требования, обусловленные соображениями прочности, эксплуатационного ресурса и технологии изготовления ступени.

Из эксплуатационных требований, предъявляемых к скважинным насосам, следует отметить требование к форме напорной характеристики насоса (ступени): напорная кривая должна быть монотонно-падающей, соотношение напора насоса на нулевой подаче и подаче, соответствующей номинальному режиму, должно быть достаточным для освоения скважины после ремонта. Это соотношение по экспертным оценкам должно быть не менее 1,1... 1,15.

Метод проектирования ступени скважинного лопастного насоса по методу теории подобия специалистами ОКБ БН назван методом аналогов.

Метод аналогов включает в себя применение ступени-аналога с высокими технико-экономическими показателями, с известной и хорошо

отработанной конструкцией и высокими эксплуатационными показателями и основывается на пересчете размеров и параметров ступени-аналога на габариты и частоту вращения для проектируемой ступени по законам подобия, а также с учетом влияния вынужденного нарушения геометрического подобия, которое необходимо для выполнения требований, представленных в техническом задании. К ним относятся, например, отклонения от подобия в толщине лопастей рабочего колеса, относительной шероховатости поверхностей проточных каналов, их входной и выходной ширины, наружного диаметра рабочего колеса и входного и выходного угла лопастей.

Для того, чтобы исключить указанные проблемы, в ОКБ БН был разработан метод, названный ими конструктивно-аналитический.

При использовании конструктивно-аналитического метода геометрические размеры ступени вычисляют на основе использования статистических зависимостей конструктивных коэффициентов от критерия подобия, а угловые размеры лопастей рассчитывают по струйной теории и по зависимостям, полученным экспериментальным путем. Ниже изложены особенности расчета ступеней центробежной и диагональной конструкции погружных лопастных насосов по конструктивно-аналитической методике [2].

Расчет следует начинать с определения критерия подобия  $\Pi$ .

Обычно применяемый в насосостроении коэффициент быстроходности  $n_s$  связан с коэффициентом подобия  $\Pi$  следующими уравнениями [2]:

$$\begin{aligned} n_s &= 56 + 65\Pi \text{ для } \Pi = 0,85 \dots 2,67, \\ n_s &= 64 + 652\Pi \text{ для } \Pi = 2,67 \dots 5. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Затем по параметру  $\Pi$ , определяемому для заданного коэффициента быстроходности для разрабатываемой ступени, находят конструктивные коэффициенты, полученные на основе опытных работ и их обобщения многими исследователями ОКБ БН: Ляпковым П.Д., Гринштейн Н.Е., Карелиной Н.С., Лабинским Ю.П., Медведевой Э. М., Филипповым В.Н., Белявской М. И., Агеевым Ш. Р. и др. (таблица 2.2) [2].

Таблица 2.2 - Конструктивные коэффициенты

| Наименование  | Обозначение  | Формула   |
|---|--|---|
| Коэффициент эквивалентного диаметра   | $K_{D_0} = \frac{\sqrt{D_0^2 - d_{\text{ем}}^2}}{10^3 \sqrt[3]{Q_{\text{онм}} / n}}$       | $K_{D_0} = \sqrt{5,7 + 4,5\Pi + 0,6\Pi^2}$  |
| Коэффициент, определяющий минимальный диаметр входных кромок лопастей рабочего колеса | $K_{D_{1\text{min}}} = \frac{D_{1\text{min}}}{D_{1\text{max}}}$                            | $K_{D_{1\text{min}}} = 0,62 + \frac{0,29}{\Pi^2}$<br>$K_{D_{1\text{min}}} \leq 1$   |
| Коэффициент, определяющий наружный диаметр верхнего диска рабочего колеса             | $K_{D_{2\text{min}}} = \frac{\sqrt{D_{\text{вк}}^2 - D_{2\text{min}}^2}}{D_{2\text{max}}}$ | $K_{D_{2\text{min}}} = 0,015 + 0,33\sqrt{\Pi}$<br>для $\Pi = 0,85 \dots 3,5$<br>$K_{D_{2\text{min}}} = 0,275 + 0,19\sqrt{\Pi}$<br>для $\Pi = 3,5 \dots 5$ |
| Коэффициент, определяющий ширину канала колеса на выходе                              | $K_{b_2} = \frac{b_2}{D_{2\text{max}}}$  | $K_{b_2} = 0,019 + 0,037\Pi$  |
| Коэффициент, определяющий ширину канала колоса на входе                               | $K_{b_1} = \frac{b_1}{D_{2\text{max}}}$  | $K_{b_1} = 1,055\Pi^{0,077} - 0,983$  |
| Угол наклона средней линии канала рабочего колеса                                     | $\delta_{\text{ср}}$   | $\delta_{\text{ср}} = 0 \text{ для } \Pi \leq 0,78$<br>$\delta_{\text{ср}} = 12,9\Pi - 10,1 \text{ для } \Pi > 0,78$                                      |
| Коэффициент, определяющий диаметр диафрагмы направляющего аппарата                    | $K_{D_0} = \frac{\sqrt{D_{\text{вк}}^2 - D_{\text{д}}^2}}{D_{2\text{max}}}$                | $K_{D_0} = 1,457\Pi^{0,097} - 0,991$  |
| Коэффициент, определяющий ширину канала направляющего аппарата                        | $K_{b_3} = \frac{b_3}{D_{2\text{max}}}$  | $K_{b_3} = 0,038 + 0,024\Pi$<br>для $\Pi \leq 1,5$  |



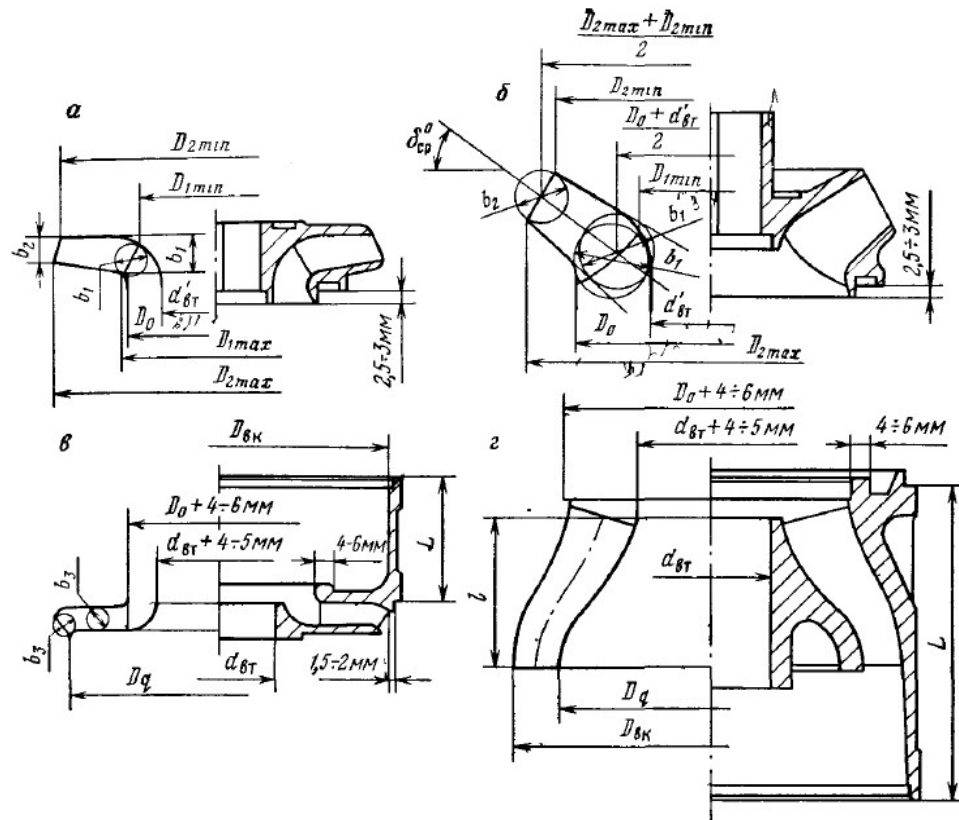
Окончание таблицы 2.2

|   |                             |   |
|---|-----------------------------|---|
| Коэффициент, определяющий высоту средней линии лопатки направляющего аппарата | $K_l = \frac{l}{D_{2\max}}$ | $K_l = 0,153 + 0,006\Pi$<br>для $\Pi > 1,5$   |
| Коэффициент, определяющий монтажную высоту ступени (одноопорной)              | $K_L = \frac{L}{D_{2\max}}$ | $K_L = 0,21 + 0,12\Pi$<br>для $\Pi = 0,5 \dots 1,5$<br>$K_L = 0,274 + 0,145\Pi$<br>для $\Pi = 1,55$ |

Используя указанные конструктивные коэффициенты и заданные геометрические и гидравлические показатели (диаметр рабочего колеса  $D_2$  и подачу), можно получить все необходимые для изготовления рабочего колеса и направляющего аппарата геометрические параметры. Использование данной методики позволило в течение довольно долгого времени создавать ступени ЭЦН, отвечающие мировым технико-экономическим требованиям. Однако, в последнее время существенно изменились как условия эксплуатации установок ЭЦН, так и технологии изготовления всех узлов и деталей этого вида оборудования, что потребовало модернизации методов проектирования рабочих колес и направляющих аппаратов ступеней ЭЦН.

В работах [101, 17] на основе анализа распространенных методик, особенностей конструкции погружных центробежных насосов и значительного ряда испытаний делается вывод, что одним из основных условий для увеличения эффективности ступени является равенство меридиональных проекций абсолютных скоростей потока  $c_{2m}$  на выходе из каналов рабочего колеса через площадь  $f_2$  и  $c_{3m}$  – скорости потока, проходящего через площадь  $f_3$  (рисунок 2.4) [2]:

$$c_{2m} = c_{3m}$$



а — рабочее колесо с  $\Pi < 0,85$ ; б — рабочее колесо с  $\Pi < 1,5$ ; в — направляющий аппарат  $\Pi < 1,5$ ; г — направляющий аппарат  $\Pi > 1,5$

Рисунок 2.3 - Меридиональные разрезы рабочих колес и направляющих аппаратов

При увеличении скорости  $c_{3m}$  по отношению к  $c_{2m}$  поток ускоряется, что на первый взгляд может показаться положительным эффектом, т.к. благоприятно сказывается на угол входа потока на лопатки направляющего аппарата, однако значительное увеличение скорости создает дополнительные гидравлические потери на этом участке, таким образом снижая эффективность.

На основе этих основных выводов один из основных параметров - диаметр ведущего диска рабочего колеса определяется из соблюдения равенства меридиональных проекций скоростей на выходе из него и перед входом в направляющий аппарат.

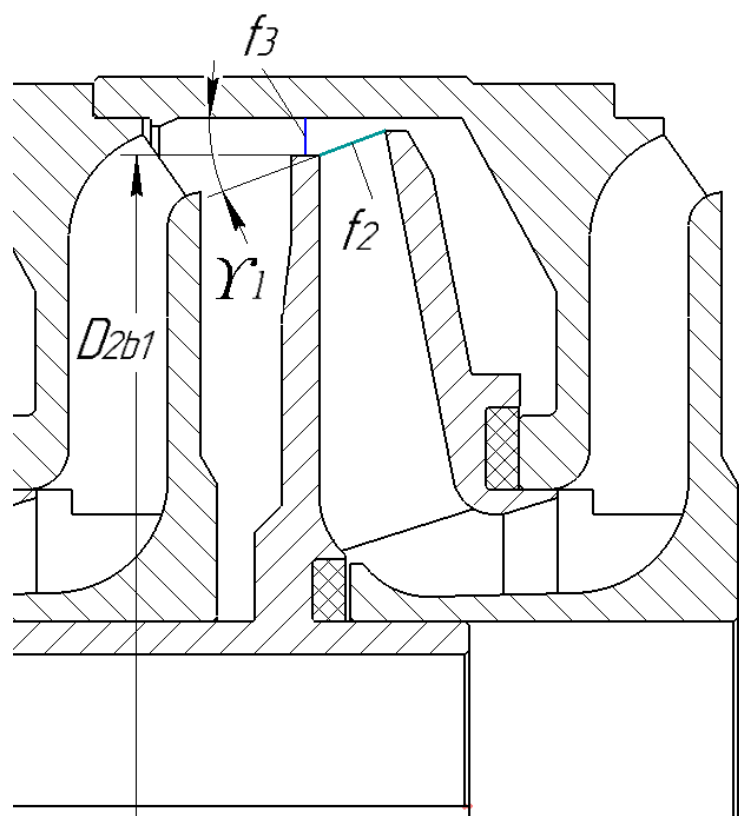


Рисунок 2.4 – Меридиональный разрез ступени

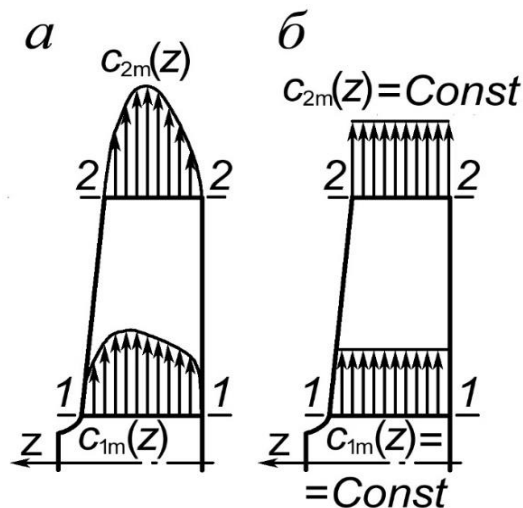
Для повышения напора ступени в работе [101, 69, 89, 96, 97, 99] на основе ряда экспериментов указано, что значительное влияние на напор ступени оказывает неравномерность эпюры меридиональных скоростей на выходе из рабочего колеса, которая может быть также вызвана не только неудачным выбором проточной части колеса, но и наличием различных диаметров ведущего и ведомого диска для выполнения условия равенства скоростей  $c_{3m} = c_{2m}$ . И при значительной неравномерности скорости на выходе из рабочего колеса теоретический напор на основе уравнения Эйлера необходимо рассчитывать с использованием коэффициентов снижения напора. Они учитывают влияние двух главных факторов: отношение диаметра ведущего диска колеса к диаметру ведомого и неравномерность профиля меридиональной скорости на выходе из колеса. Таким образом эффективность ступени и ее напорность можно увеличить, выровняв эпюру скорости потока на выходе из колеса.

## 2.2 Проектирование ступени на основе конструкторско-аналитического метода

Реальный поток жидкости в проточной части лопастного насоса существенно неравномерный по окружности. Так же реальный поток неравномерен и по ширине колеса. Кроме того, имеют место вихревые течения у поверхностей, ограничивающих проточную часть и за кромками каждой из лопастей.

В качестве контрольных сечений в лопастном насосе примем сечения 1-1 на входе в рабочее колесо и 2-2 на выходе рабочего колеса (рисунок 2.5). В этих сечениях фактически существует неустановившееся поля скоростей и давлений.

Аналитический расчет вихревых течений во всех подробностях применительно к проточной части лопастных насосов наталкивается пока на непреодолимые трудности [6, 61, 62, 72]. Поэтому в инженерной практике используются расчеты, базирующиеся на различных упрощениях и допущениях.



а – действительный поток; б – схематизированный поток

Рисунок 2.5 - Распределение меридиональной составляющей абсолютной скорости по ширине колеса центробежного насоса

Так обычно отказываются с самого начала от изучения течения во всех деталях и в контрольных сечениях оперируют не с истинными значениями скоростей и давлений, а с некоторыми осредненными по всей площади сечения среднеинтегральными параметрами. В этом случае расчет основных показателей, характеризующих течение жидкости, сразу существенно упрощается.

При таком подходе теория течений в лопастных решетках сводится к хорошо изученной в гидравлике теории одномерных однородных потоков. В одномерной (струйной) модели течения параметры потока зависят только от одной координаты  $r$ . С учетом сказанного, например, эпюра распределения меридиональных скоростей будет иметь вид, показанный на рисунок 2.5 б, вместо приведенного на рисунок 2.5 а.

Теория, построенная на упрощении, связанном с осреднением потоков называется струйной теорией лопастных гидромашин. При этом среднеинтегральные значения параметров потока в контрольных сечениях на входе и выходе рабочего колеса считаются равными тем, которые получаются по формулам одномерной теории.

Таким образом, давление [2, 74]:

$$p_{\text{ср}} = \frac{1}{F} \int_F p dF \approx p_{\text{одн}}. \quad (2.21)$$

Осреднение скоростей производится на основании закона сохранения количества движения, т.к. только в этом случае для осредненных параметров применимы формулы сложения скоростей. При всех других способах осреднения указанное соотношение для осредненных скоростей не будет выполняться, и одномерная теория турбомашин существенно усложняется.

В случае осреднения скоростей на основании закона сохранения количества движения получим следующие выражения:

- меридиональная скорость [2, 74]:

$$c_{mcp} = \frac{\int c_m dQ_M}{Q_M} = \frac{\int \rho c_m dF}{\rho Q} \approx c_{mодн} \quad (2.22)$$

- тангенциальная скорость [2, 74]:

$$c_{ucp} = \frac{\int c_u dQ_M}{Q_M} = \frac{\int \rho c_u dF}{\rho Q} \approx c_{uодн} , \quad (2.23)$$

где  $p$ ,  $\rho$ ,  $c$  – местные (в пределах элемента площади  $dF$ ) значения давления, плотности и скорости.

$F$  – площадь проходного сечения;

$Q_M$  – массовый расход жидкости

$$Q_M = \int_F \rho c_m dF , \quad (2.24)$$

$Q$  – объемный расход жидкости.

С практической точки зрения осреднение скорости удобно производить на основании закона сохранения массы [2, 74]:

$$c_{mcpQ} = \frac{Q_M}{\rho F} . \quad (2.25)$$

В общем случае  $c_{mcpQ} \neq c_{mcp}$ . В частности, для жидкости:

$$c_{mcp} = \beta c_{mcpQ} , \quad (2.26)$$

где  $\beta$  – коэффициент Буссинеска.

Величина коэффициента Буссинеска зависит от характера распределения скоростей жидкости в характерном сечении потока. При установившемся движении турбулентного потока  $\beta \approx 1$ , при параболическом распределении скоростей (ламинарный поток)  $\beta=4/3$ . При неустановившемся движении  $\beta$  будет переменной величиной, определяемый, в основном, опытным путем. Так как для лопастных насосов характерен исключительно

турбулентный поток, при анализе движения жидкости в них обычно принимается  $\beta = 1$  и, следовательно,  $c_{\text{ср}} = c_{\text{ср}Q}$ .

С учетом того, что анализ движения жидкости в проточных машинах будут проводиться с помощью осредненных параметров индекс «ср» при этих параметрах в дальнейшем приводиться не будет.

Среднеинтегральные параметры принято относить к средней линии проточной части рабочего колеса, т.е. к линии, проходящей через центры вписанных в межлопастной канал окружностей (рисунок 2.6).

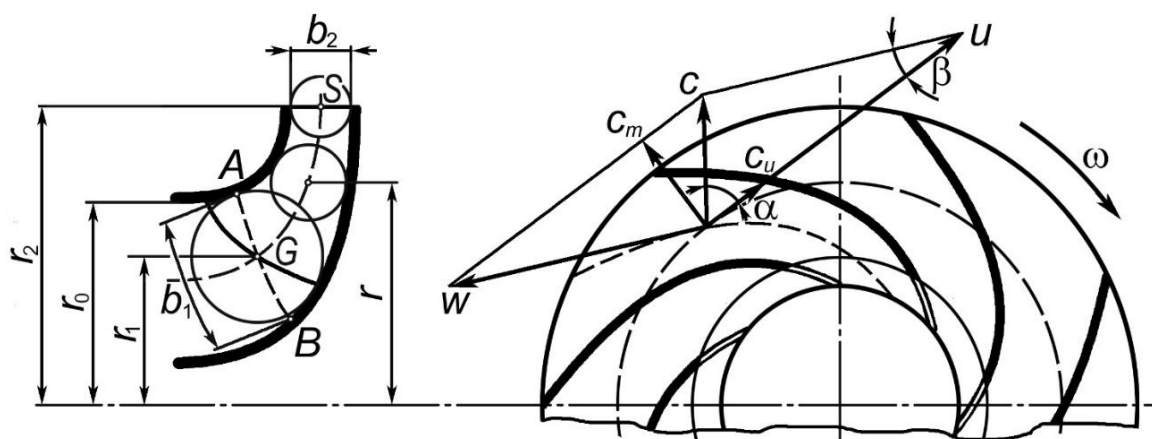


Рисунок 2.6 - Схема для рассмотрения движения жидкости в рабочем колесе

Найденные описанным простым методом по одномерной теории величины будут, конечно, отличаться от действительных. Но как показывает многолетний опыт создания лопастных гидромашин на базе одномерной теории, отличия эти таковы, что при внесении опытных поправок обеспечивается приемлемая точность.

Для решения поставленных в данной работе задач была выбрана методика на основе струйной модели течения потока, как наиболее удобная для расчета ступени насоса, но с использованием статистических зависимостей конструктивных коэффициентов от критерия подобия.

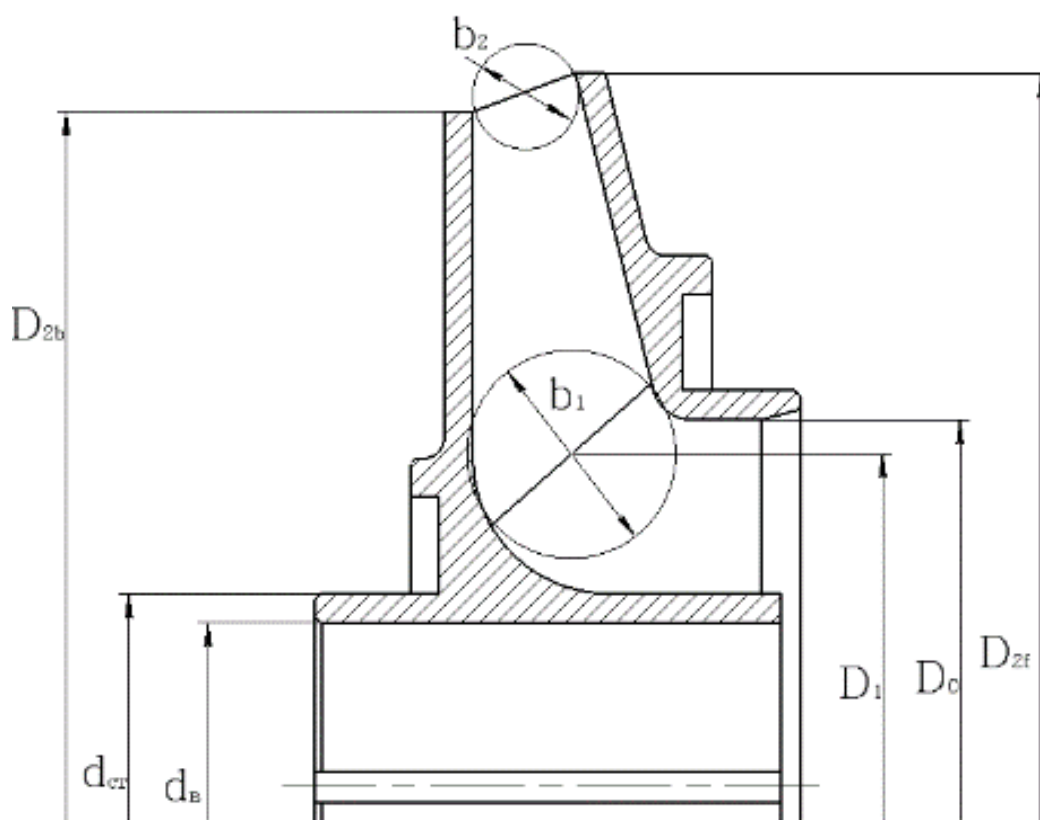
При использовании конструктивно-аналитического метода на основе струйной модели течения потока геометрические размеры меридианного

сечения ступени определяют на основе статистических зависимостей конструктивных коэффициентов от критерия подобия, а угловые размеры лопастей рассчитываются по струйной теории равноскоростного потока и по экспериментально полученным зависимостям.

Расчет начинается с определения основных размеров ступени, получаемых в системе компьютерной алгебры Mathcad по заданной математической модели, основанной на модели равноскоростного потока. Расчет лопастного колеса центробежного насоса ведется по заданным значениям подачи  $Q$ , напора  $H$  и числа оборотов рабочих колес  $n$ , имеет цель определение размеров проточной части и ведется для воды. Основной задачей проектирования в настоящее время является повышение гидравлического коэффициента полезного действия насоса. Эта задача может решаться разными способами, однако есть общие для всех насосов необходимые условия достижения высокого КПД: гладкие, обтекаемые поверхности каналов и правильные размеры и пропорции главных органов насоса - рабочего колеса и направляющего аппарата. Основные размеры рабочего колеса:  $D_{2f}$ ,  $D_{2b}$ ,  $D_1$ ,  $D_0$ ,  $d_{вт}$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $z$ ,  $\beta_{1л}$ ,  $\beta_{2л}$ , указаны на рисунке 2.7 При использовании конструктивно-аналитического метода геометрические размеры меридианного сечения ступени определяют на основе статистических зависимостей конструктивных коэффициентов от критерия подобия и по экспериментально полученным зависимостям.

Проектирование меридионального сечения рабочего колеса проводится на основе решения обратной гидродинамической задачи по заданному закону изменения меридиональной скорости в канале, закон изменения скорости линейный. Далее по полученным первым приближениям, полученным в аналитическом расчете, строится меридиональное сечение канала колеса. Затем на основе модели равноскоростного потока с заданным законом изменения меридиональной скорости уточняется ширина канала, его форма сечения и вместе с ним геометрия ведущего и ведомого диска.





$D_{2f}$  – диаметр ведомого диска

$D_{2b}$ – диаметр ведущего диска,  $D_1$ – диаметр начала средней линии лопасти,  $D_0$ – диаметр горловины,  $d_{ст}$ -диаметр ступицы,  $b_1$ -ширина входа лопасти,  $b_2$ -ширина выхода лопасти,  $z$ -количество лопастей,  $\beta_{1л}$ -входной угол лопасти,  $\beta_{2л}$ -выходной угол лопасти

Рисунок 2.7 – Сечение рабочего колеса

Проектирование лопастей рабочего колеса происходит по заданному закону изменения относительной скорости потока. Задавая закон изменения меридиональной и относительной скорости, можно получать различную форму лопастей. На основе опытных данных и успешного применения в насосостроении, в данной методике принят линейный закон изменения относительной скорости вдоль лопасти.

Проектирование направляющего аппарата также, как и проектирование колеса во многом основано на использовании полуэмпирических и статистических зависимостей из опыта конструирования центробежных насосов.

### **2.3 Особенности ступени погружного центробежного насоса в зависимости от его габаритной группы. Выбор габаритных групп и схем изменения геометрии ступени для проведения экспериментов**

Как отмечалось, погружной центробежный насос относится к машинам специального назначения. Несмотря, на первый взгляд небольшие отличия в размерах ступеней различных габаритных групп большое влияние оказывает масштабный фактор в геометрии проточной части. Особенно это влияние ощутимо при сравнении, например, ступеней габаритной группы 2А и 5А. По технологии изготовления и сборки промышленных погружных насосов в конструкции обязательны некоторые допустимые величины зазоров и люфтов. Причем эти величины в различных габаритах изменяются не пропорционально изменению их размеров. В итоге относительная величина зазора и шероховатости проточной части ступени в насосах большей габаритной группы значительно меньше, чем в меньшей. Это вносит некоторые особенности в изменение геометрии ступени. Как отмечалось, основными показателями ступени являются напорность и гидравлический КПД. Однако, из-за указанных специфик в геометрии, проявляющихся при изменении габаритной группы, наблюдаются некоторые особенности. Ступени различных габаритных групп будут изменять свои характеристики неодинаково при одних и тех же изменениях их геометрии. Например, в ступени малой габаритной группы 2А характерной особенностью является малый диаметр колеса по сравнению, например, со ступенью габаритной группы 5А. Напор, развиваемый рабочим колесом, напрямую зависит от диаметра его ведущего диска. Диаметр не целесообразно доводить слишком близко к стенке направляющего аппарата, так как в ступени необходимо устанавливать некоторый зазор между колесом и стенкой направляющего аппарата, иначе может произойти заклинивание. В итоге напор насоса, являющийся его важнейшей характеристикой, набирается количеством ступеней в нем. Поэтому в данном случае гидравлический КПД ступени будет

изменяться быстрее, чем ее напор. Ступени насосов больших габаритных групп, имеющих немного больший диаметр рабочего колеса, будут иметь значительно большее изменение напора на ступень по сравнению с малыми габаритными группами. Кроме того, масштабный фактор здесь значительно меньше, вследствие чего относительная шероховатость колеса меньше, чем в ступени меньшей габаритной группы, что также положительно сказывается на напоре ступени и ее эффективности.

Как уже отмечалось, разные габаритные группы по-разному реагируют на изменение их конструкции. Для этого в работе рассматриваются ступени двух габаритных групп: 2А и 5А. Для исследование влияния геометрии проточной части ступени центробежного насоса на его характеристику были рассмотрены несколько работ.

В работе [17] приводятся некоторые конструкции ступеней, позволяющие изменять ее характеристику. Дается краткое описание изменений геометрии рабочего колеса и приводятся кинематические параметры, на которые эти изменения влияют. Описаны преимущества и недостатки каждой измененной конструкции с описанием причин этих изменений. Особенностью этой работы является, то что в ней исследовались ступени только габаритной группы 5А.

Также были рассмотрены работы [4, 5, 6], в которых описывается численный эксперимент влияния скругления тыльной кромки лопастей рабочего колеса на характеристику ступени. Эксперимент был проведен только для одной габаритной группы 5А.

Как следует из основного уравнения гидромашин, при осевом подводе потока к рабочему колесу (РК) величина теоретического напора определяется [12]:

$$H_T = \frac{\omega}{g} (R_2 c_{u2}) = \frac{\omega}{g} R_2 \left( u_2 - \frac{c_{m2}}{t g \beta_2} \right) \quad (2.27)$$

Увеличение окружной составляющей вектора скорости  $c_{u2}$ , а значит и увеличение напора рабочего колеса при неизменных его диаметре и ширине

на выходе, может быть осуществлено за счет увеличения угла потока на выходе колеса и снижения меридианной составляющей скорости  $c_{m2}$  путем уменьшения стеснения потока на выходе, т.е. сужения выходной кромки лопасти. Добиться этого можно скруглением лопасти с тыльной стороны вблизи выхода из рабочего колеса. Такая операция приведет к увеличению эффективного угла лопасти и ее сужению на выходном участке.

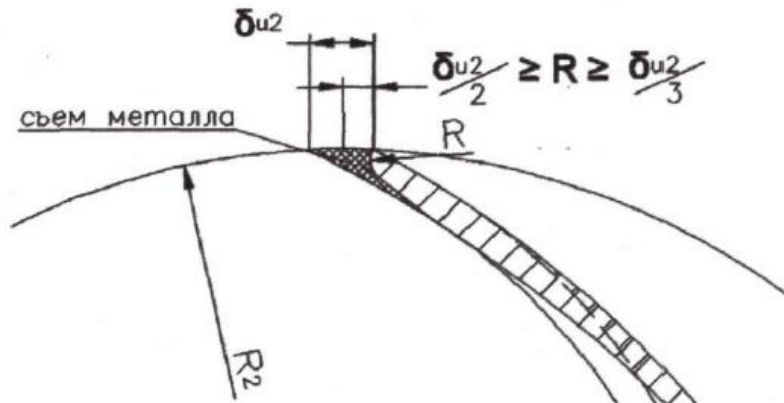


Рисунок 2.8 - Скругление тыльной стороны лопасти рабочего колеса на его выходе

В численном эксперименте показана картина векторов относительной скорости вблизи выходных кромок для варианта без скругления и варианта со скруглением, на которой видно локальное увеличение углов  $\beta$  лопасти и уменьшения меридианной составляющей скорости  $c_m$  за счет уменьшения стеснения потока на выходе РК.

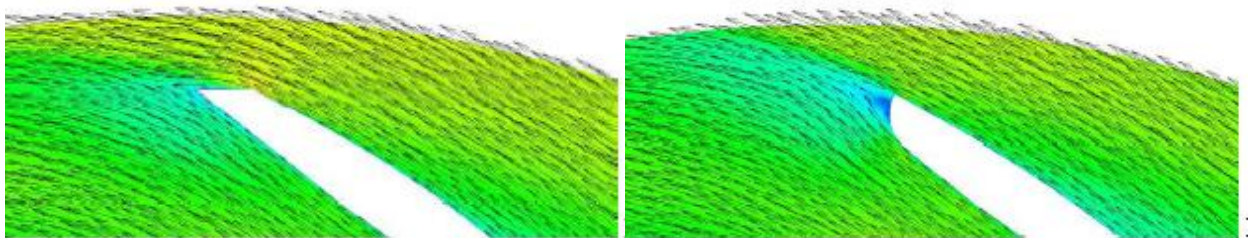


Рисунок 2.9 - Вектора относительной скорости на выходе из рабочего колеса

По результатам численного эксперимента такое скругление показало увеличение напора на 3%.

В результате на основании рассмотренной литературы в данной работе в качестве объекта исследования были выбраны две схемы меридионального сечения базовой конструкции рабочего колеса, полученной по выбранной выше методике.

Первая схема (рисунок 2.10) включает скос выходной кромки лопасти под углом  $\gamma_1$  для возможности уменьшения диаметра ведущего диска рабочего колеса до диаметра  $D_{2b1}$ .

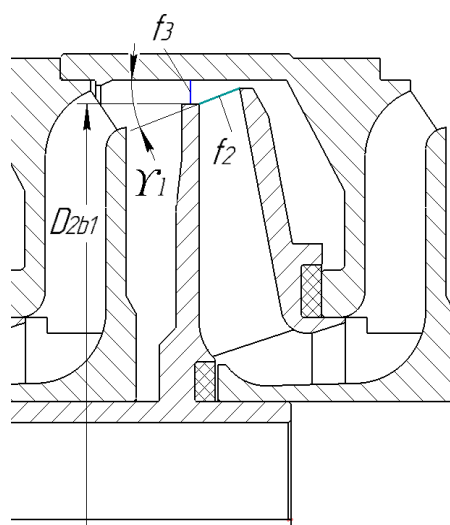


Рисунок 2.10 - Схема обточки ведущего диска по первой схеме

Скос обеспечивает равенство площадей  $f_2=f_3$  для выравнивания скоростей  $c_{3m}=c_{2m}$ .

Площадь на выходе из рабочего колеса:

$$f_2 = \pi b_2 \left( \frac{D_{2f} + D_{2b1}}{2} \right) \frac{1}{\left( \frac{k_{2f} + k_{2b}}{2} \right)} \quad (2.28)$$

Площадь за рабочим колесом:

$$f_3 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{2b1}^2) \quad (2.29)$$

В базовом варианте, полученном по представленной методике, обычно отношение площадей  $\frac{f_2}{f_3} \neq 1$ , что приводит к изменению скорости потока на выходе из колеса и как следствие увеличению гидropотерь. Как правило  $f_2 > f_3$ , то  $c_{3m} > c_{2m}$ , что вызывает увеличение скорости потока на выходе из колеса. Для восстановления баланса наружный диаметр ведущего диска колеса  $D_{2b}$  должен быть уменьшен для обеспечения равенства этих площадей. Измененный наружный диаметр ведущего диска колеса  $D_{2b1}$ , который используется в первой и второй схемах может быть найден решением уравнения относительно  $D_{2b1}$ :

$$\pi b_2 \left( \frac{D_{2f} + D_{2b1}}{2} \right) \frac{1}{\left( \frac{k_{2f} + k_{2b}}{2} \right)} = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{2b1}^2) \quad (2.30)$$

Также для улучшения характеристики ступени и улучшения выхода потока из рабочего колеса было выполнено скругление внутренней кромки ведущего диска для полного устранения острых углов радиусом  $R$  (рис 2.11). Скругление заднего диска способствует установлению более равномерной эпюры скорости на выходе из колеса, что снижает неравномерность потока и способствует увеличению напора.

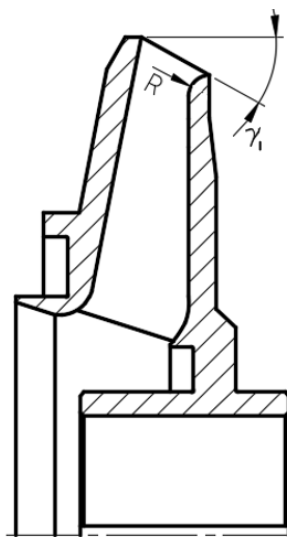


Рисунок 2.11 - Схема скругления внутренней кромки ведущего диска рабочего колеса в первой схеме

Кроме этого, применен срез тыльной стороны лопасти колеса, по схеме, представленной в работе [17], т.к. влияние острого угла на выходе и широкой выходной кромки приводит возникновению дополнительных кромочных потерь.

Из ожидаемых эффектов следует ожидать увеличение гидравлического КПД ступени за счет улучшения условий течения потока путем выравнивания эпюры скорости и, несмотря на уменьшение среднего диаметра колеса  $D_{cp}$  из-за увеличения угла скоса до  $\gamma_1$ , будет немного увеличен напор из-за увеличенного гидравлического КПД ступени.

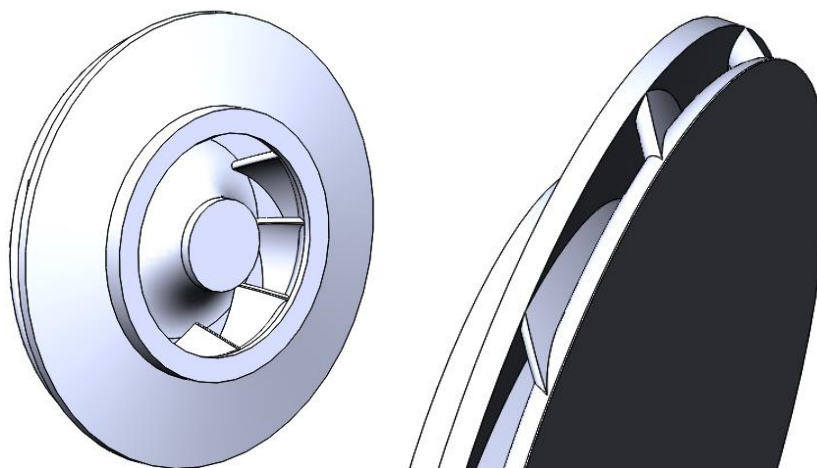


Рисунок 2.12 - Общий вид рабочего колеса по первой схеме

Вторая (рисунок 2.13) схема рассматривает обточку ведущего диска колеса до диаметра  $D_{2b1}$ , как и в первом варианте, но с сохранением постоянного наружного диаметра лопастей, т.е. скос до угла  $\gamma_1$  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, уменьшая гидравлический КПД ступени.

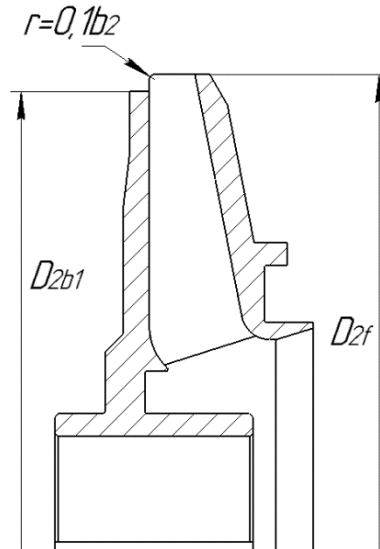


Рисунок 2.13 - Схема оптимизации рабочего колеса для второго варианта

Ожидаемый эффект: увеличение КПД ступени за счет выравнивания сечений  $f_2$  и  $f_3$  с сохранением напора ступени или некоторое его увеличение за счет возросшего гидравлического КПД благодаря увеличению диаметра лопастей рабочего колеса.

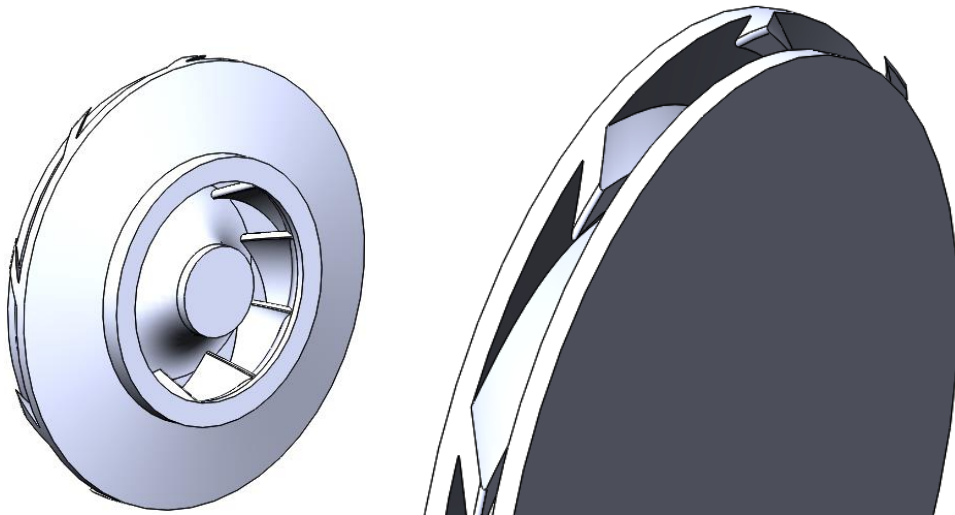


Рисунок 2.14 - Общий вид рабочего колеса по второй схеме

Базовый вариант для обеих габаритных групп был сконструирован таким образом, что отношение площадей  $\frac{f_2}{f_3}$  было одинаковым для возможности более точно оценить изменение напора и гидравлического КПД



в характеристике ступени при двух схемах геометрии рабочего колеса для разных габаритных групп с целью более удобного выявления влияния геометрии проточной части на характеристику ступени. Также большой интерес представляет влияние равномерности эпюры скорости на выходе рабочего колеса на характеристику ступени для различных габаритных групп.

## 2.4 Выводы

Выполнен анализ ступени погружного центробежного насоса, выявлены особенности его конструкции, заключающиеся в ограничении на геометрические размеры и некоторых особенностях лопастей рабочих колес. Проанализированы основные геометрические размеры ступени погружного центробежного насоса и их влияние на его характеристику.

Проанализированы математические модели, применяемые для решения прямой и обратной математической задачи, связанной с описанием работы динамических машин. Описана методика расчета на основе теории подобия на примере методики ОКБ БН, использующей безразмерные комплексы. Проанализирована методика расчета основных размеров ступени, далее применяемая в данной работе, использующая в основе конструктивно-аналитический метод с использованием струйной модели течения потока с описанием ее основных особенностей, позволяющие достаточно точно описывать реальные процессы, проходящие в ступени.

На основании проведенных расчетов установлено, что эффективность ступени можно повысить, правильно подобрав геометрические соотношения в ней, форму проточных частей и параметры потока. Из приведенного обзора

видно, что не установлено полностью влияние основных соотношений размеров ступени на ее эффективность. Важное место также занимает вопрос о величине напора и влияние на него эпюры скорости на выходе из колеса и отношения диаметров ведущего и ведомого диска.

Проанализированы особенности изменения конструкции ступени погружного центробежного насоса при изменении его габаритной группы. Сделаны выводы по изменению отдельных показателей в характеристике ступени при оптимизации в зависимости от габаритной группы и причины этих изменений.

Рассмотрено несколько работ [4, 5, 6] подобной тематики, в которых приводятся результаты оптимизации проточной части ступени с описанием применяемых изменений геометрии и причин изменения характеристики ступени при их использовании.

Представлены схемы модернизации, применяемые в данной работе к ступеням двух габаритных групп 2А и 5А, рассмотрены причины их выбора и описаны ожидаемые изменения в характеристике ступени и причины их появления.

### **Глава 3. Методика компьютерных испытаний ступеней ЭЦН**

Для проверки предположения о степени изменения характеристики ступеней различных габаритных групп необходимо провести стендовые испытания. Однако, из-за необходимости проведения испытаний для шести различных сборок ступеней центробежного насоса было принято решение о создании компьютерной модели их испытаний с последующей верификацией со стендовыми данными.

#### **3.1 Гидравлическая модель испытаний в STAR-CCM+**

Использование численных методов при проектировании различных конструкций и машин продиктовано необходимостью постоянного повышения качества и надежности изделий, а также возможностью применения новых конструкционных материалов, если учитывать сложные условия работы современных изделий [101, 7, 8, 9, 22, 33, 49, 50, 62]. Максимальный эффект от использования технологий CAE (computer-aided engineering), достигается при их использовании, начиная с самых ранних стадий проектирования. При этом снижаются стоимость изделия, вероятность возникновения рисков и срок выпуска изделия на рынок. Исследования поведения конструкций можно также проводить и с помощью экспериментального подхода. Этот способ позволяет оценивать поведение конструкции при воздействии на нее различных внешних факторов. Однако он является дорогостоящим, требует больших временных и материальных затрат, а иногда и вовсе не может быть применим. Сегодня в процессе разработки высокотехнологичной конкурентоспособной продукции ведущие фирмы мира используют моделирование, частично заменяя дорогостоящий натурный эксперимент более дешевым и рациональным вычислительным экспериментом, полагаясь на современный уровень компьютерной техники, позволяющей решать сложные задачи на мощных рабочих станциях и

кластерах достаточно быстро. Важно также отметить, что при проведении реальных экспериментов, как правило, информацию можно получать лишь в десятках или сотнях точек. При численном моделировании таких точек может быть несколько сотен тысяч, а при необходимости и больше. Поэтому оптимальный, а во многих случаях и единственный путь создания конкурентоспособного изделия – это сочетание расчетных исследований, которые достаточно адекватно моделируют физические явления, определяющие интересующие для проектировщика характеристики, с экспериментом, необходимым для проверки адекватности моделирования.

В итоге для получения твердотельной модели была выбрана программа SolidWorks, позволяющая создать необходимую геометрию в мельчайших деталях. Моделирование работы полученных сборок ступеней выполнялось в программе STAR-CCM+.

Для исследования работы центробежной ступени решается задача трехмерного моделирования турбулентного потока вязкой несжимаемой жидкости в рабочем колесе и направляющем аппарате при различных подачах ступени. Плотность рабочей жидкости  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Задача решалась со следующими допущениями:

- жидкость несжимаемая;
- внешние массовые силы отсутствуют;
- режим течения турбулентный;
- течение рабочей жидкости стационарное;
- стенки гладкие.

Постановка данной задачи стационарная. В природе практически все течения нестационарны, однако, стационарная постановка задачи возможна, если мы не учитываем нестационарные флуктуации и применяем усреднение по времени для ликвидации нестационарности (что делают модели турбулентности). В подобных расчетах стационарные методы

предпочтительнее, поскольку меньше вычислительные затраты и легче осуществлять постобработку и анализ.

Для несжимаемых потоков жидкости STAR-CCM+ решает уравнения сохранения массы и импульса (уравнения Навье-Стокса).

На сегодняшний день не существует универсальной модели турбулентности, которая могла бы применяться при моделировании любых течений жидкости или газа [34, 61, 72, 84, 85, 88, 93]. Поэтому необходимо обоснованно выбрать модель турбулентности, которая лучшим образом подходит для данной задачи. В STAR-CCM+ реализован широкий спектр моделей турбулентности. Их можно разделить на три категории:

- модели вихревой вязкости;
- модели напряжений Рейнольдса;
- модели больших вихрей.

Для данной задачи была выбрана двухслойная  $k-\varepsilon$  модель турбулентности вихревой вязкости, предназначенная для расчета внутренних течений в узких каналах со сложной геометрией проточной части, в отличие от модели больших вихрей. Выбранная модель использует обычную форму  $k-\varepsilon$  модели турбулентности везде, кроме регионов с преобладающим влиянием вязкости у стенок, где используется вариант уравнений турбулентности для низких чисел Рейнольдса-модель длины перемешивания. Модель напряжений Рейнольдса тоже не применялась, т.к. она не имеет двухслойной модификации и требует задания пристеночной функции, а значит и сильного сгущения сетки в области стенок.

В рамках  $k-\varepsilon$  модели для высоких чисел Рейнольдса решаются следующие уравнения переноса:

- турбулентная кинетическая энергия;
- скорость диссипации кинетической энергии.

Вблизи стенок турбулентность рассчитывается с помощью модели

длины перемешивания. Эта модель вычисляет турбулентную вязкость без использования уравнений переноса, распространяя гипотезу Прандтля о пути смешивания на трехмерные потоки.

Упомянутыми зависимостями турбулентная вязкость задается от стенки до точки перехода к стандартным уравнениям переноса  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности. Критерием перехода является выполнение условия, что значения турбулентной вязкости, рассчитываемые по модели длины перемешивания и уравнениям переноса, будут равны между собой с заданной точностью.

Расчетная модель представляет собой полную проточную часть ступени (рисунок 3.1) с подводом и отводом жидкости. Для исследования течения в многоступенчатых насосах обычно используются сборки из двух ступеней в связи с тем, что течение в предыдущей ступени влияет на течение в следующей, однако увеличивать количество ступеней смысла не имеет, т.к. расхождения параметров укладываются в погрешность, а вычислительные ресурсы затрачиваются в разы больше. На рисунках 3.2-3.4 показаны выделенные внутренние объемы и граничные условия сборки для использования в расчете программой.

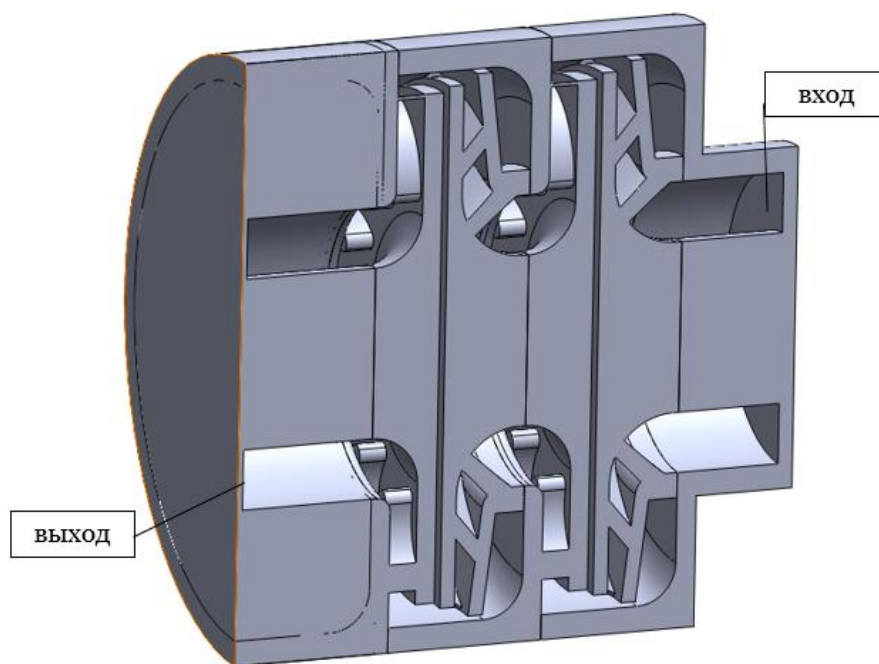


Рисунок 3.1 - Сборка ступени

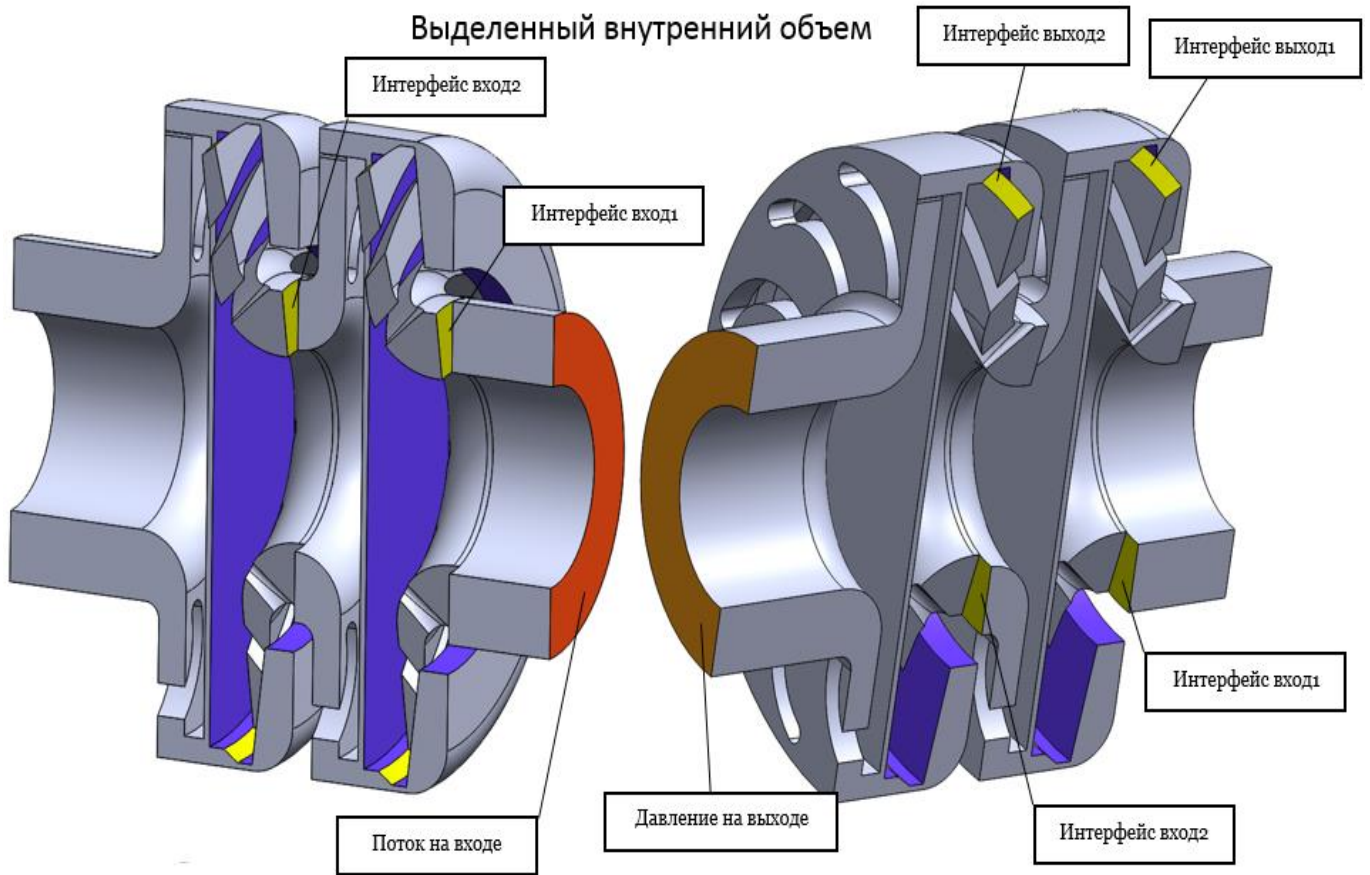


Рисунок 3.2 - Проточный объем ступени с указанием граничных условий

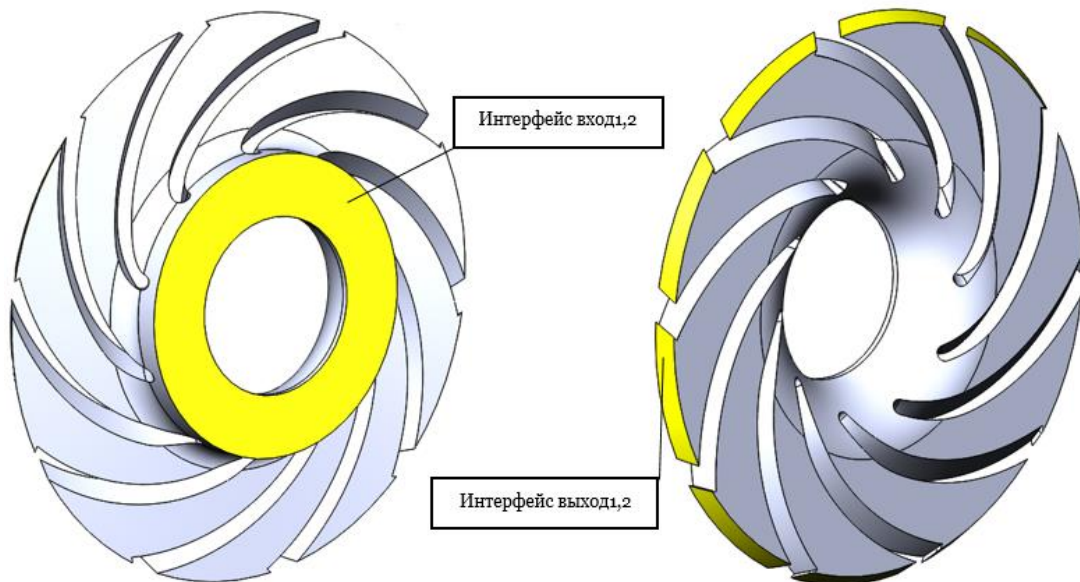


Рисунок 3.3 - Проточный объем рабочего колеса с указанием граничных условий

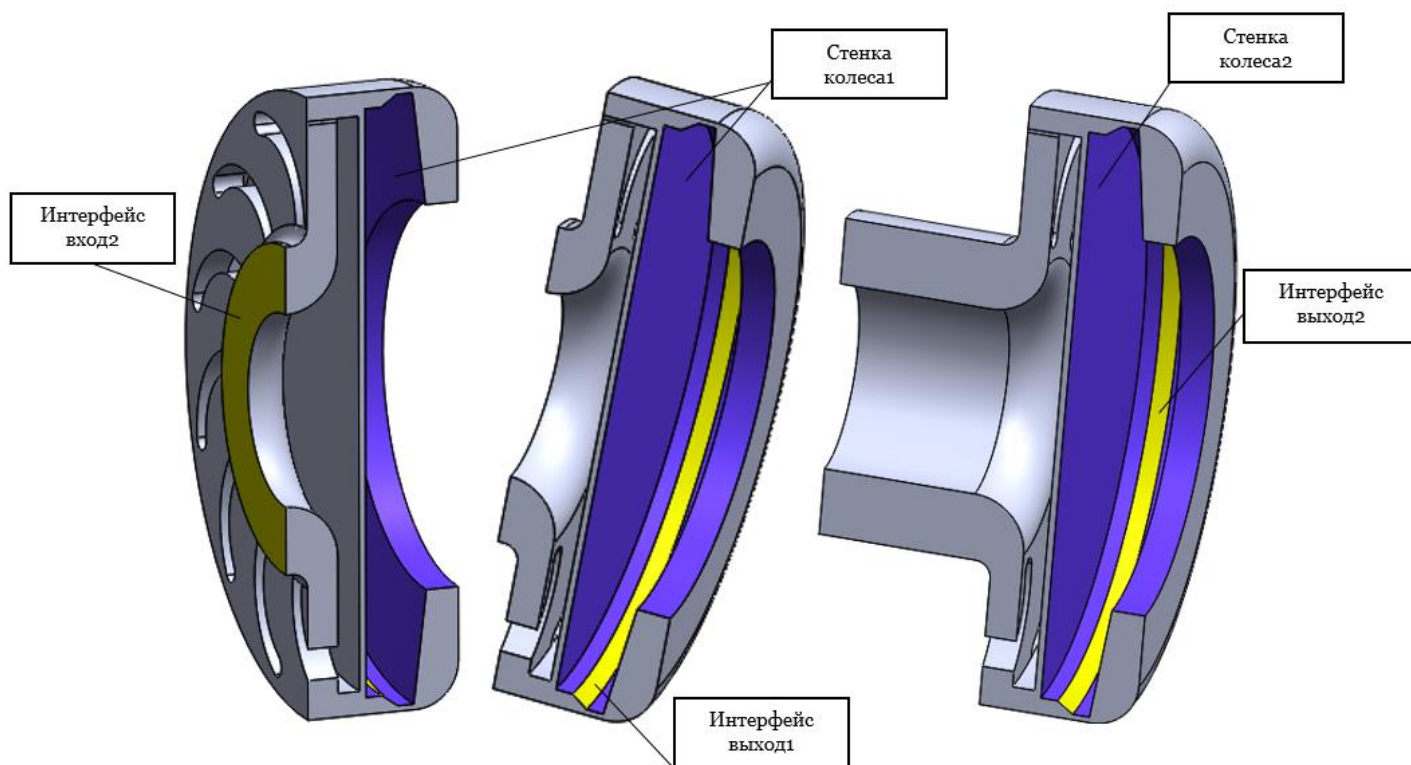


Рисунок 3.4 - Проточный объем направляющего аппарата с указанием граничных условий

Для решения дифференциальных уравнений в частных производных, составляющих математическую модель, в STAR-CCM+ используется метод контрольного объема. Для реализации данного метода необходимо разделить расчетную область на конечное количество подобластей (ячеек). Данное множество ячеек образует расчетную объемную сетку (рисунок 3.5). Ее меридиональный срез показан на рисунке 3.6. Точность конечного решения дифференциальных уравнений математической модели сильно зависит от качества построения расчетной сетки, то есть точности описания геометрии модели.



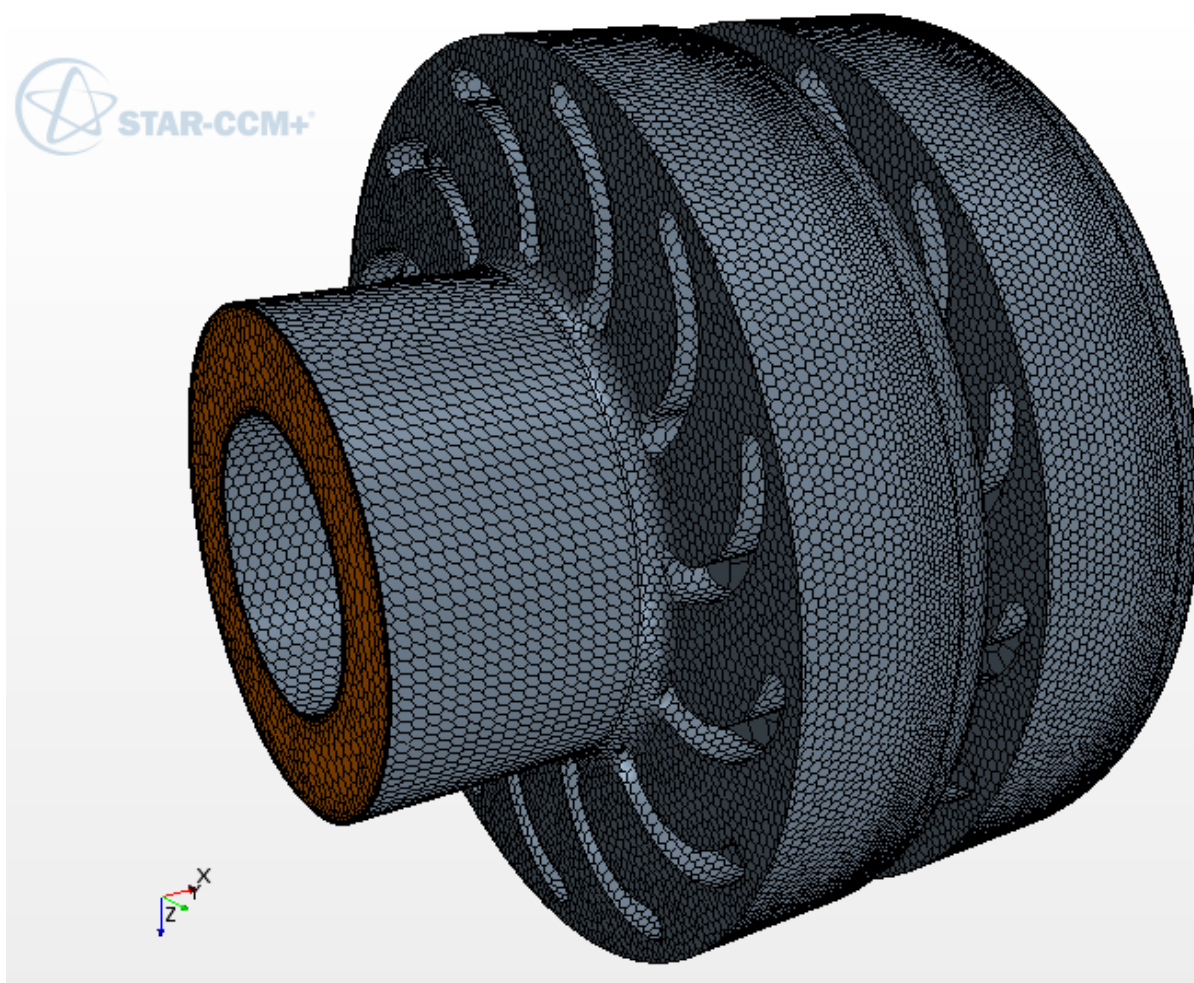


Рисунок 3.5 - Объемная сетка проточной части на 1 427 279 ячеек

Для более точного решения пристеночной модели турбулентности, пограничные слои сетки выполнены призматическими. Использовалась структурированная призматическая расчетная сетка в 8 слоев вблизи твердых стенок и неструктурированная многогранная в ядре потока. В самых ответственных областях, таких как лопастные системы направляющего аппарата и рабочего колеса, частота сетки значительно завышалась для большей точности расчета, а общее число ячеек в поперечном сечении каналов лопастных систем было около 25-30. Несколько предварительно проведенных расчетов показали, что для данной задачи достаточно наличие около 1 млн. ячеек в расчетной области и больше не обязательно, т.к. существенно возрастает время расчета и затрачиваемые ресурсы, но незначительно уменьшается погрешность.

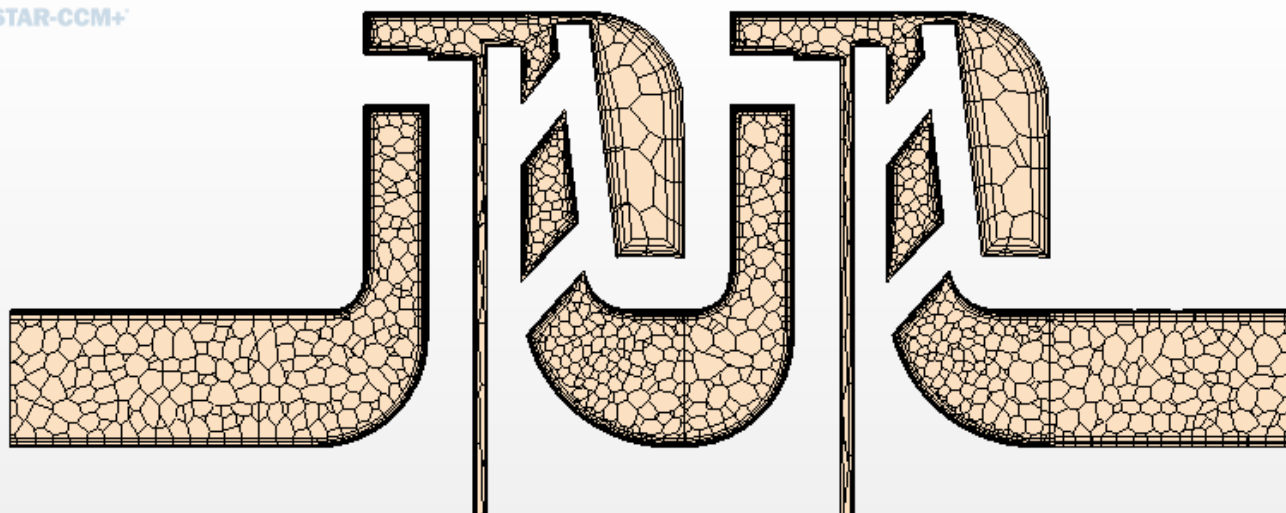


Рисунок 3.6 - Меридиональное сечение объемной сетки

Граничные условия, используемые при расчете: поток массы на входе и давление на выходе. Первым этапом численного моделирования являлось снятие рабочих показателей ступени для построения ее характеристики.

Для расчета сложного движения жидкости, которое включало относительное движение внутри подвижных и неподвижных проточных каналов и переносное вращательное движение вместе с рабочим колесом, была применена модель нескольких систем координат (Multiple Reference Frame), при допущении, что поток между подвижной и неподвижной частями расчетной области почти однороден и стационарен и 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.

Для передачи энергии, массы и других параметров среды между стационарными и вращающимися областями были использованы специальные типы границ: интерфейсы. Задание интерфейсов позволяет получить согласованность сетки между областями либо в пределах одной области с использованием генератора поверхностной, тетраэдральной, многогранной сетки, либо генератора призматического слоя.

Расчет характеристик осуществлялся в последовательности:

1. определялся расход на входе, соответствующий подаче;
2. на выходе всегда задавалось нулевое относительное статическое давление, так как в данном случае результатом является лишь перепад полных давлений между входом и выходом;
3. выполнялась инициализация решения;
4. выполнялся численный расчет и по его итогам снимались показатели, на основе которых строилась характеристика.

Следует учесть, что значения расчетных параметров могут немного отличаться от экспериментальных данных на величину погрешности, а напорная кривая, как правило, смещается немного в сторону меньших подач. Этому есть две причины:

1. Применение моделей турбулентности, которые являются упрощённым представлением реальных гидродинамических процессов и дискретизация исходных непрерывных уравнений гидродинамики. С этой погрешностью трудно бороться, так как ее уменьшение требует значительного увеличения вычислительных ресурсов и практически не обосновано. Более того, погрешность носит систематический характер и может быть учтена применением поправочных коэффициентов.

2. Погрешность, связанная с неполным учётом в модели факторов, присутствующих в физическом эксперименте, в частности, таких как механические потери мощности на валу насоса, утечки жидкости по щелевым уплотнениям и потери на механическое трение в осевых и радиальных подшипниках.

### **3.2 Результаты численного эксперимента**

Для проведения численных экспериментов были выбраны две габаритные группы ступеней, рассчитанные в Mathcad по описанной методике (приложение Е) представленной в [74]: 2А и 5А с коэффициентом быстроходности  $n_s=110$ . Численный эксперимент выполнялся в программе

STAR-CCM+. Для каждой группы имелись три варианта геометрии проточной части. Базовый вариант представлен на рисунке 3.7. Картины распределения давления в рабочем колесе и в меридиональном срезе ступени показаны на рисунках 3.8 и 3.9. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.10. Характеристика ступени приведена на рисунке 3.11. Размеры ступени были получены по указанной методике расчета на основе струйной теории. В обоих случаях, как для ступени габаритной группы 2А, так и для 5А, для удобства сравнения изменения характеристик было соблюдено одинаковое отношение площадей  $f_2/f_3$ . Следующие две сборки для каждой габаритной группы были изменены в соответствии со схемами, указанными выше во второй главе.

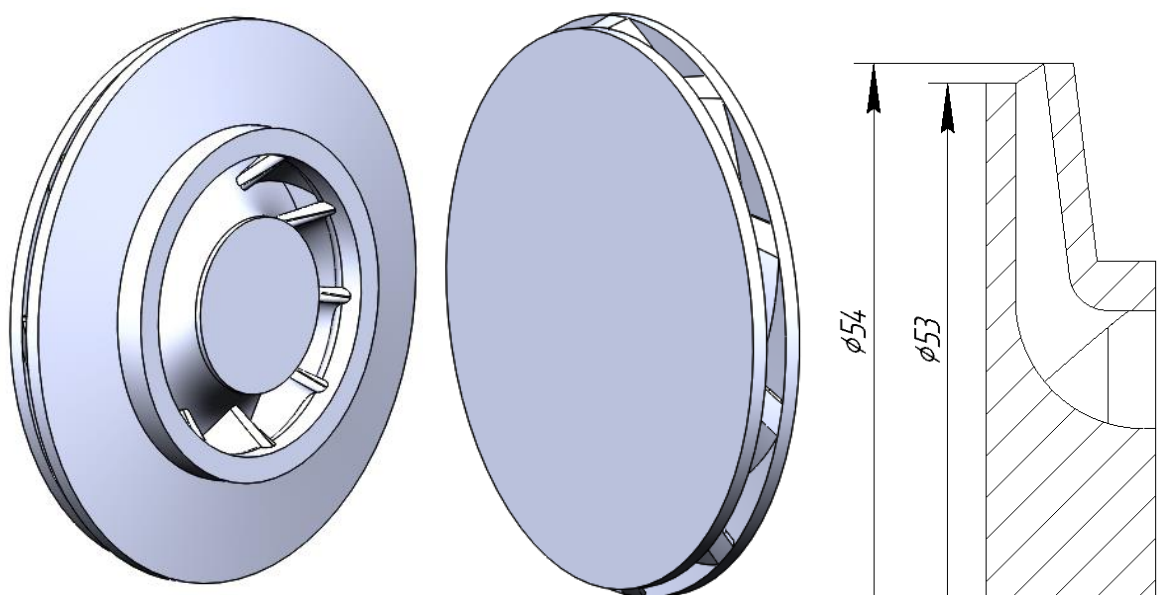


Рисунок 3.7 - Рабочее колесо габарита 2А базового варианта

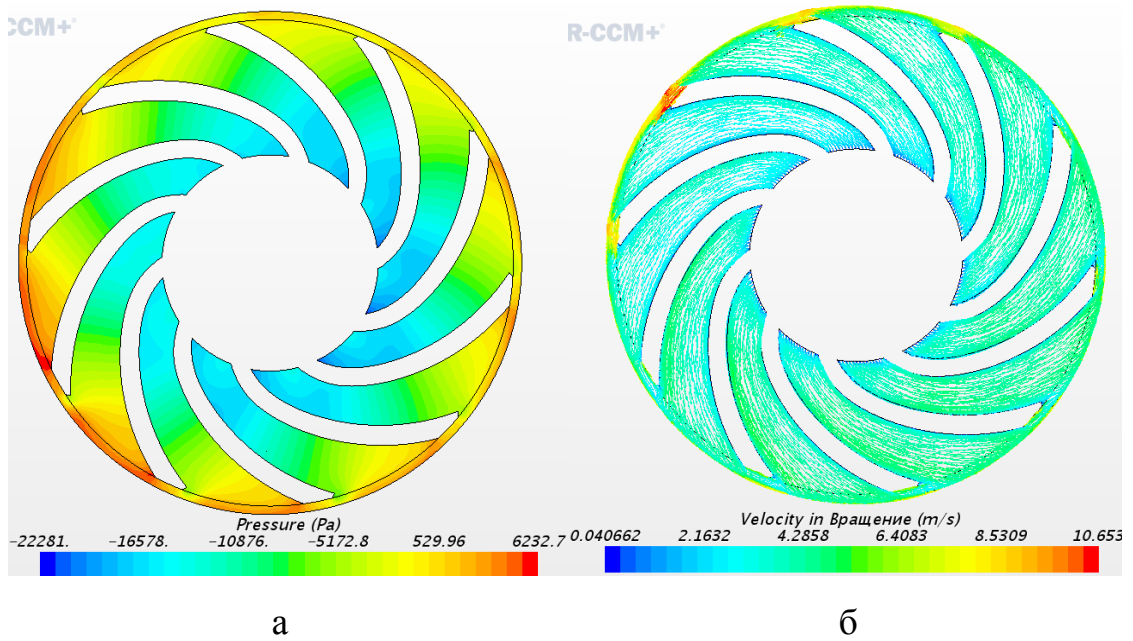


Рисунок 3.8 – Картина давления в рабочем колесе базового варианта габаритной группы 2А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе базового варианта габаритной группы 2А (б)

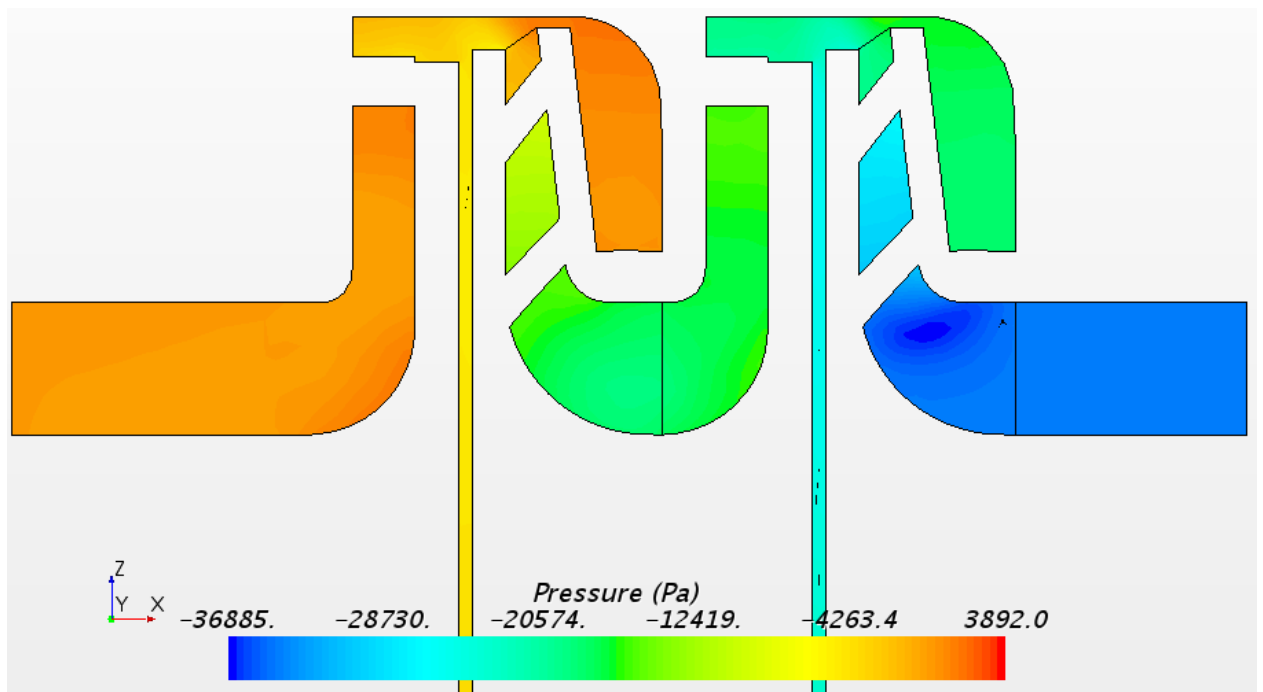


Рисунок 3.9 – Картина давления в сечении ступени базового варианта габаритной группы 2А

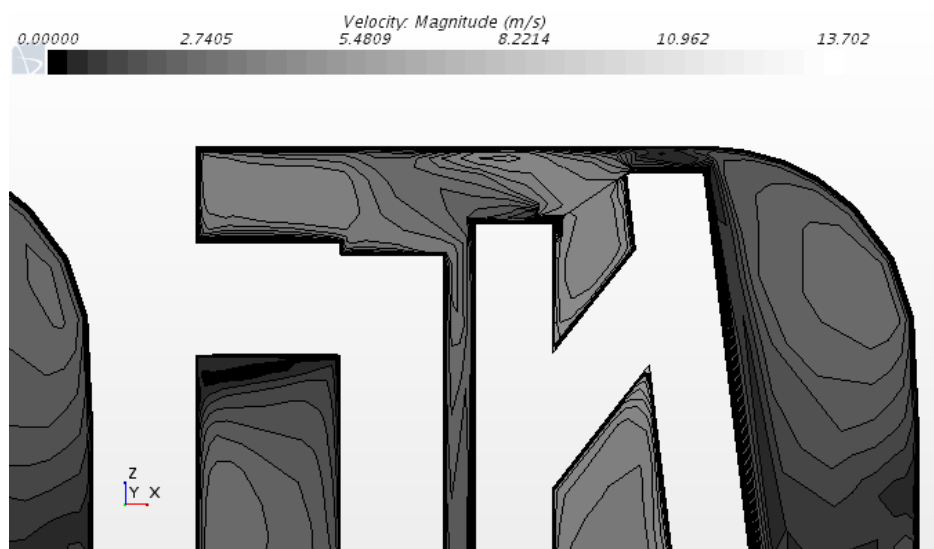


Рисунок 3.10 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса базового варианта габаритной группы 2А

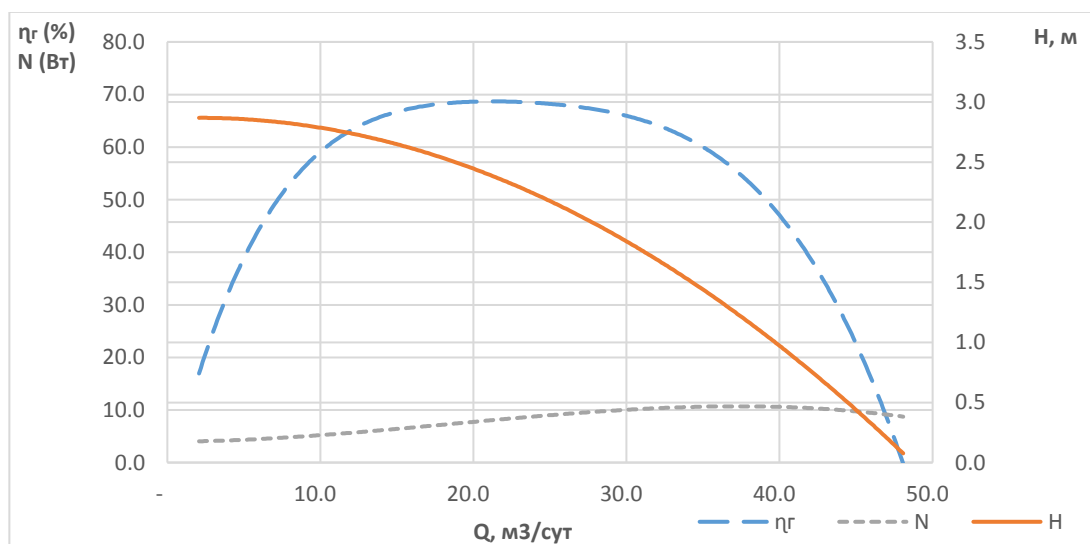


Рисунок 3.11 – Характеристика базового варианта габаритной группы 2А

В первой схеме уменьшен диаметр ведущего диска, скруглены его кромки и тыльные кромки лопастей для выравнивания эпюры скорости потока на выходе колеса. Общий вид рабочего колеса представлен на рисунке 3.12. Картины распределения давления в рабочем колесе и в меридиональном срезе ступени показаны на рисунке 3.13 и 3.14. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.15. Характеристика ступени приведена на рисунке 3.16.

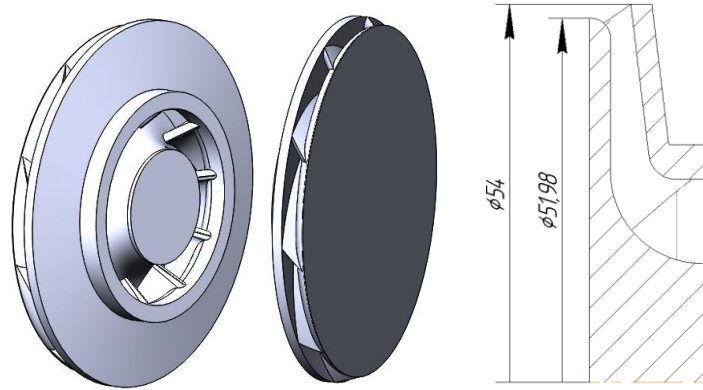


Рисунок 3.12 - Рабочее колесо габаритной группы 2А первой схемы

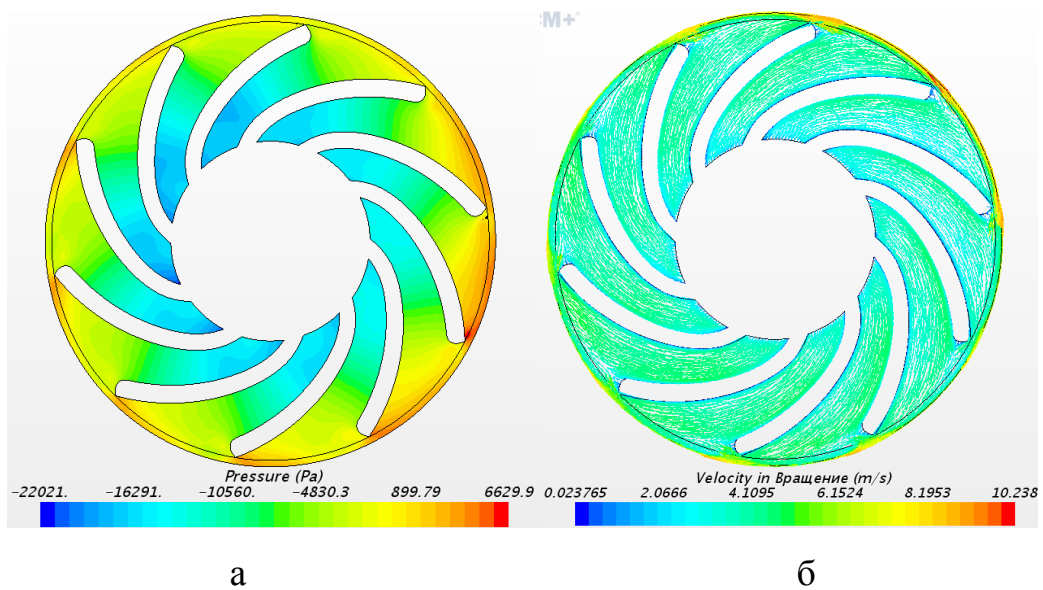


Рисунок 3.13 – Картина давления в рабочем колесе первой схемы габаритной группы 2А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе первой схемы габаритной группы 2А (б)

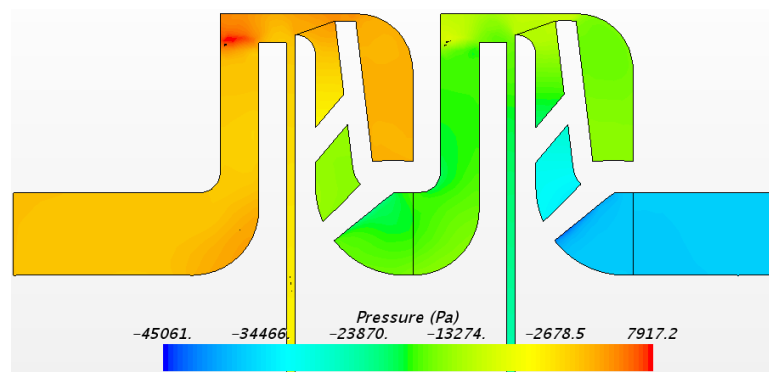


Рисунок 3.14 – Картина давления в сечении ступени первой схемы габаритной группы 2А

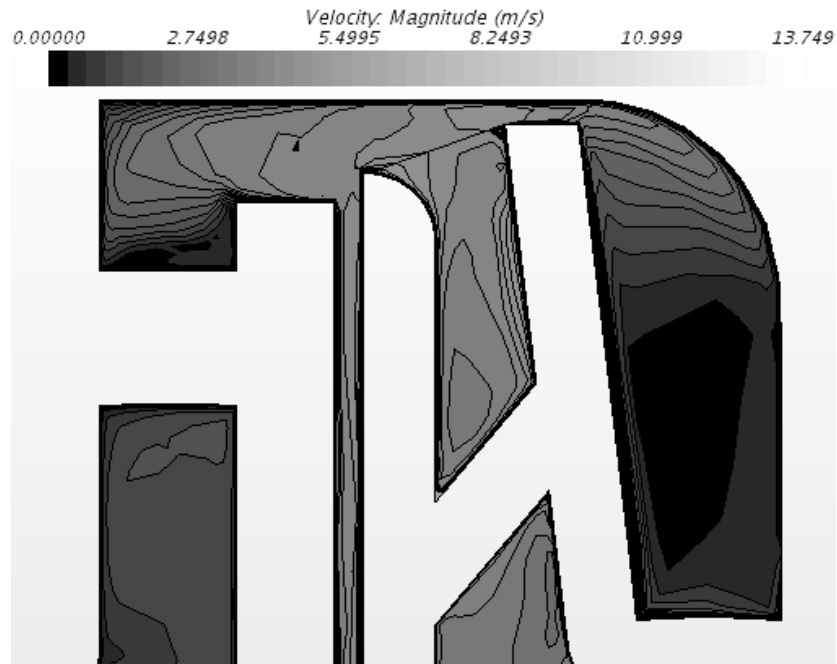


Рисунок 3.15 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса первой схемы габаритной группы 2А

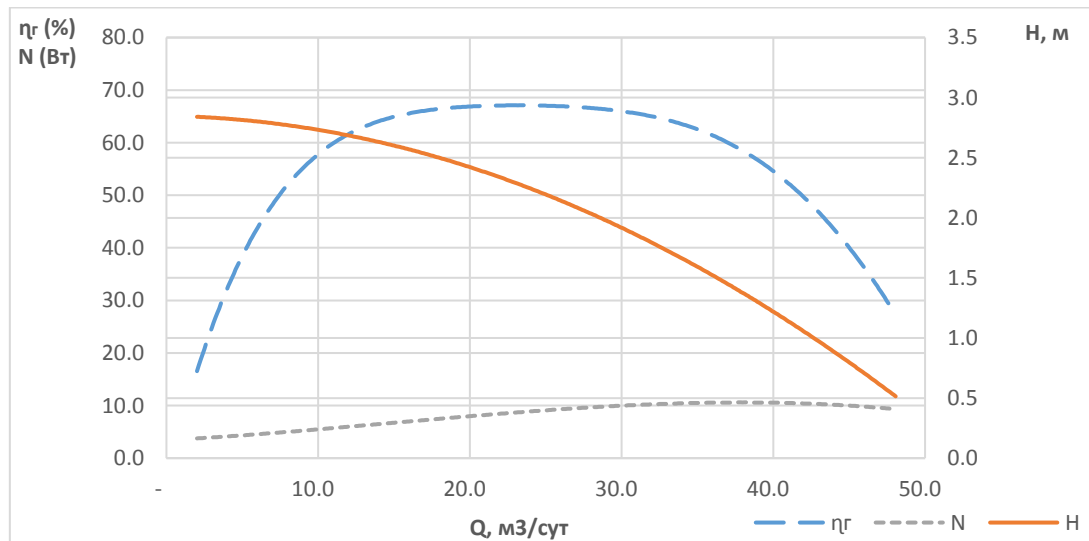


Рисунок 3.16 – Характеристика ступени первой схемы габаритной группы 2А

Во второй схеме увеличен диаметр лопастей до внешнего диаметра ведомого диска и скруглен их острый конец для выравнивания потока на выходе из рабочего колеса. Внешний диаметр ведомого диска как в первой схеме уменьшен для снижения гидropотерь. Общий вид рабочего колеса представлен на рисунке 3.17. Картины распределения давления в рабочем



колесе и в меридиональном срезе ступени показаны на рисунке 3.18 и 3.19. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.20. Характеристика ступени приведена на рисунке 3.21.

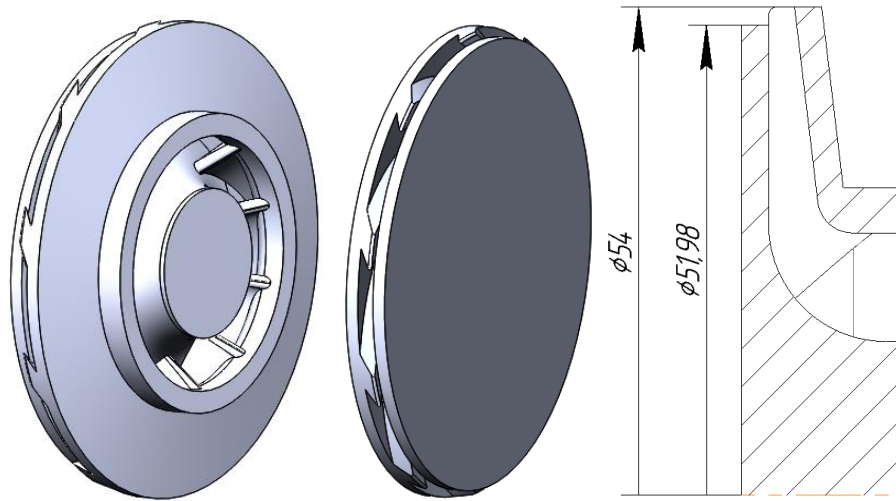
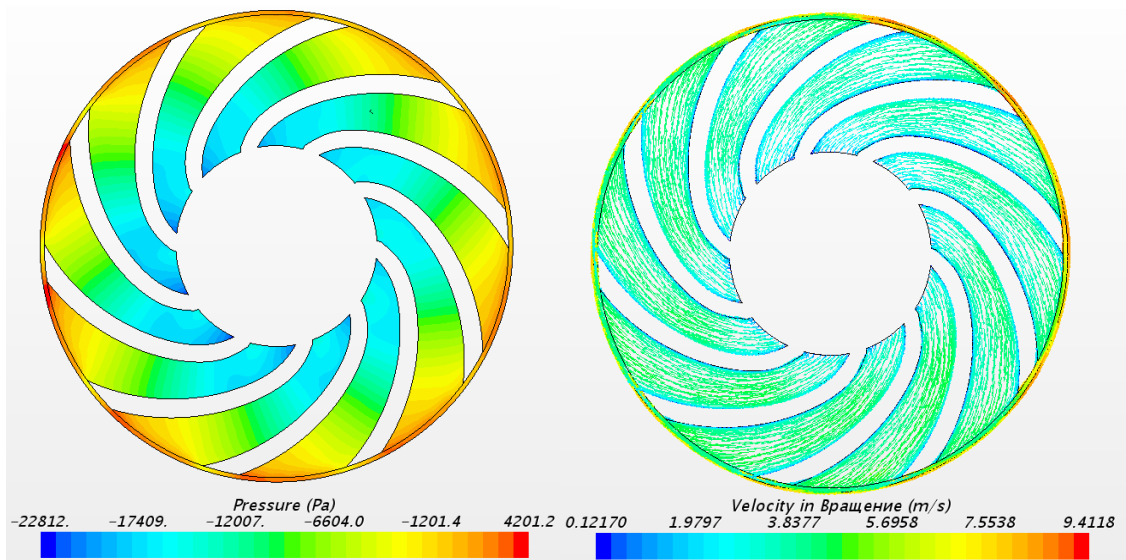


Рисунок 3.17 - Рабочее колесо габаритной группы 2А второй схемы



а

б

Рисунок 3.18 – Картина давления в рабочем колесе второй схемы габаритной группы 2А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе второй схемы габаритной группы 2А (б)

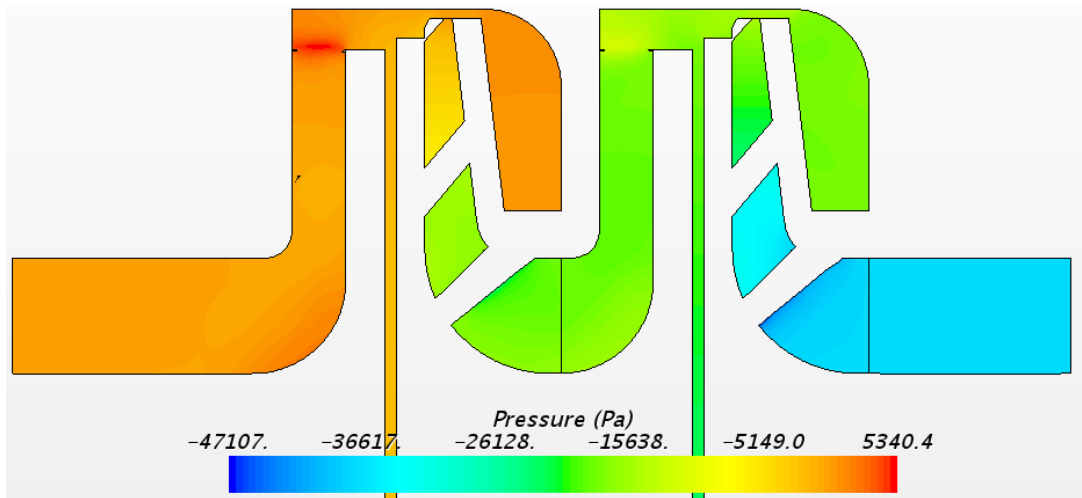


Рисунок 3.19 – Картина давления в сечении ступени второй схемы габаритной группы 2А



Рисунок 3.20 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса второй схемы габаритной группы 2А

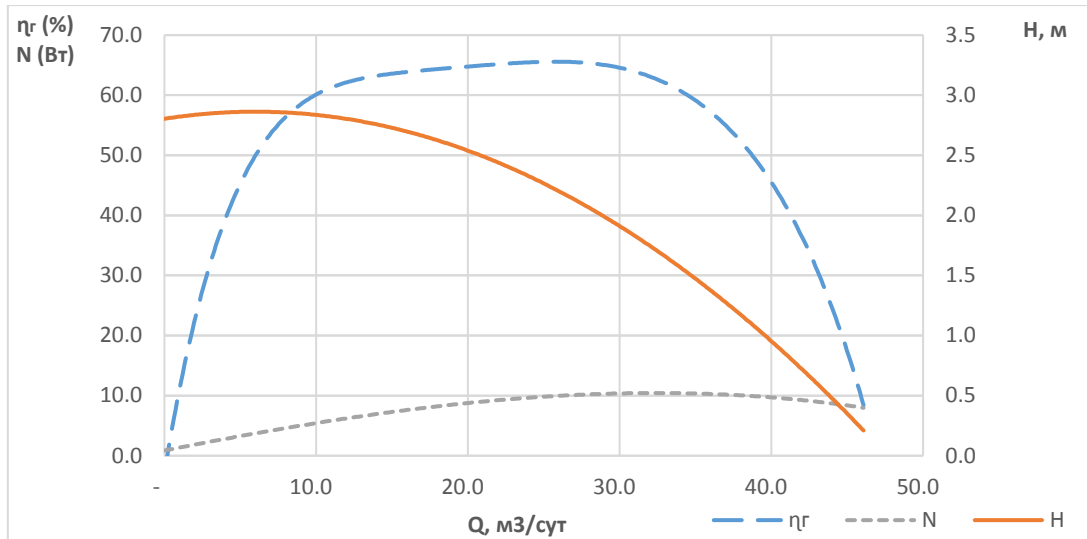


Рисунок 3.21 – Характеристика ступени второй схемы габаритной группы 2А

Аналогичным образом проведены действия со ступенью габаритной группы 5А. На рисунке 3.22 представлены меридиональные сечения рабочих колес базового варианта, первой схемы и второй схемы.

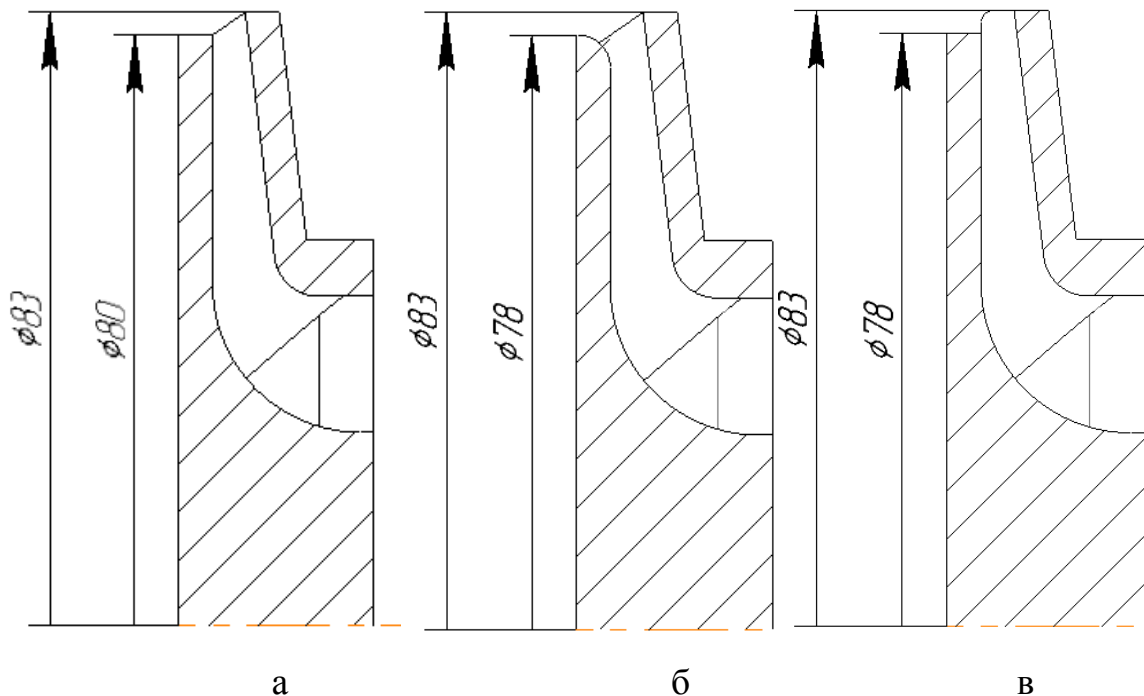


Рисунок 3.22 - Сечения рабочих колес для базового варианта (а), первого варианта (б) и второго варианта (в) группы 5А

Картини распределения давления в рабочем колесе базового варианта ступени габарита 5А и в меридиональном срезе показаны на рисунке 3.23 и 3.24. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.25. Характеристика этой ступени приведена на рисунке 3.26.

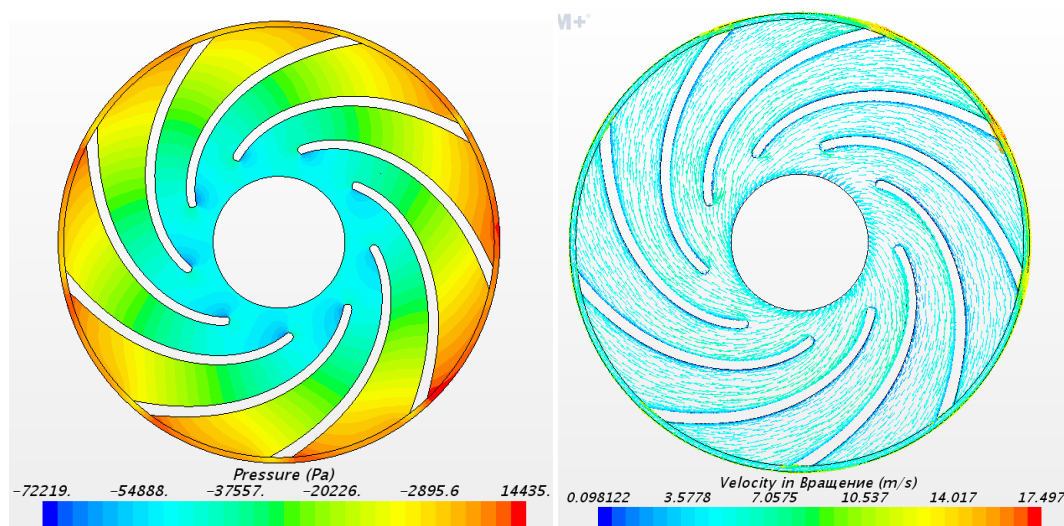


Рисунок 3.23 – Картина давления в рабочем колесе базового варианта габаритной группы 5А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе базового варианта габаритной группы 5А (б)

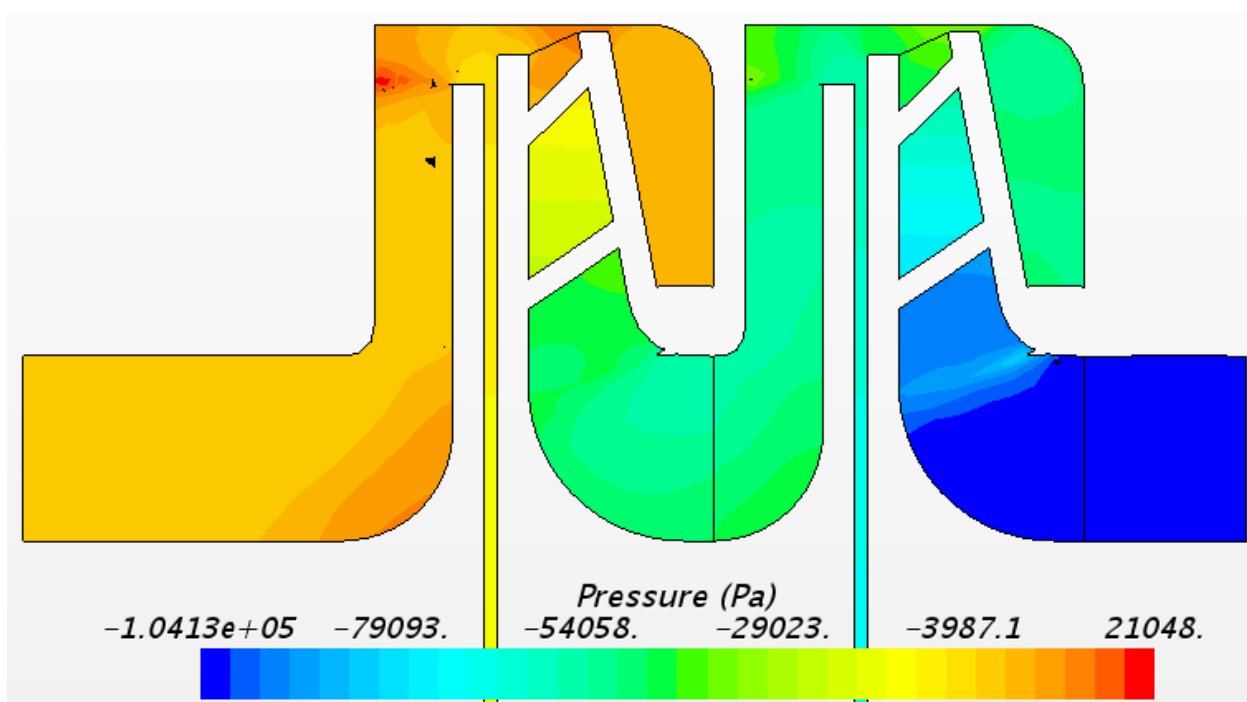


Рисунок 3.24 – Картина давления в сечении ступени базового варианта габаритной группы 5А

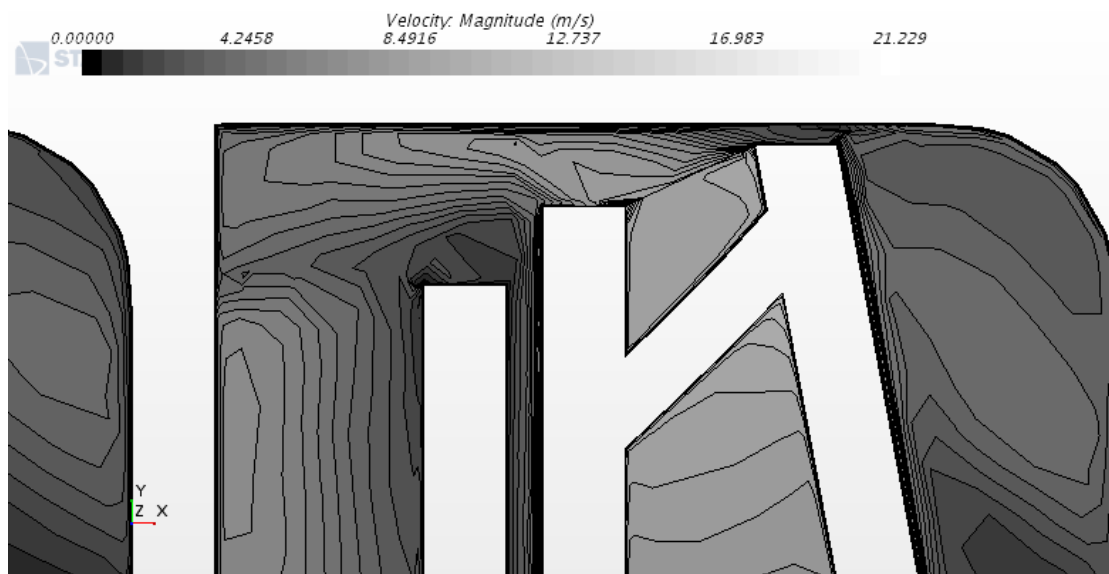


Рисунок 3.25 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса базового варианта габаритной группы 5А

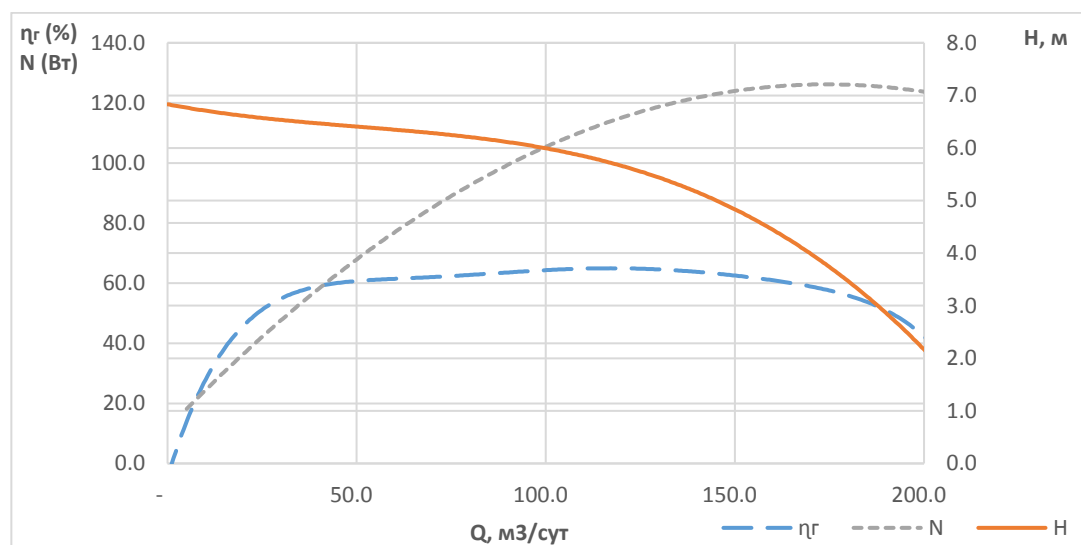


Рисунок 3.26 – Характеристика базового варианта габаритной группы 5А

Картины распределения давления в рабочем колесе первой схемы ступени габарита 5А и в меридиональном срезе показаны на рисунке 3.27 и 3.28. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.29. Характеристика этой ступени приведена на рисунке 3.30.

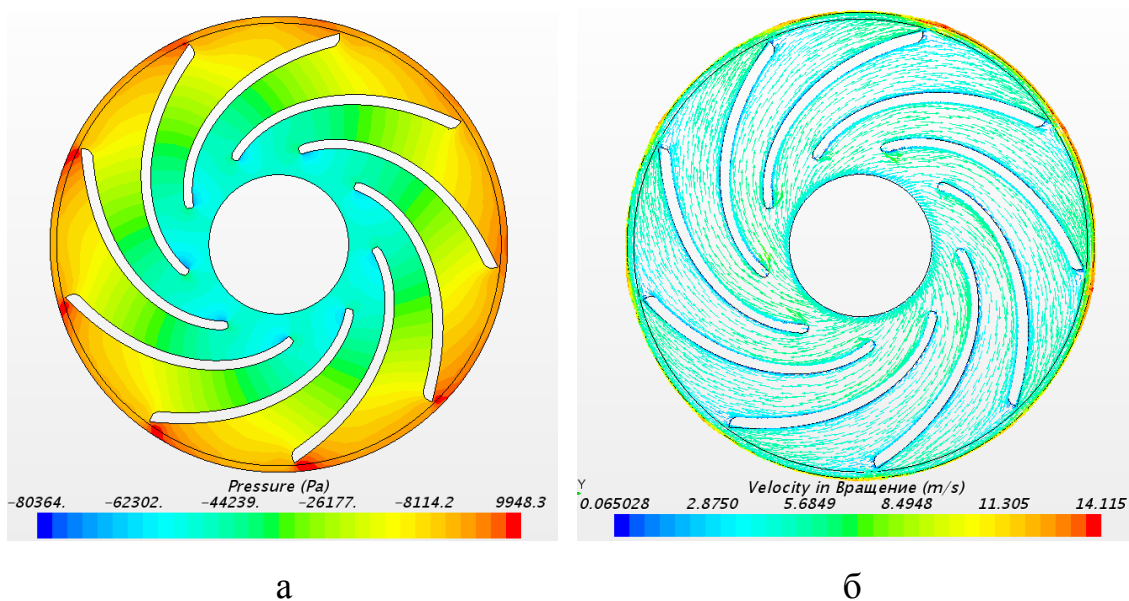


Рисунок 3.27 – Картина давления в рабочем колесе первой схемы габаритной группы 5А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе первой схемы габаритной группы 5А (б)

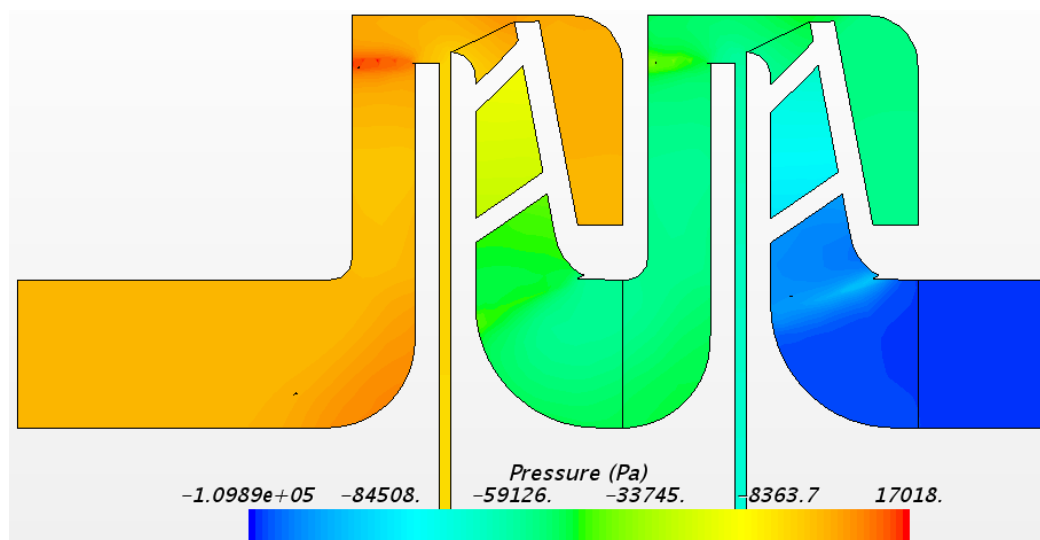


Рисунок 3.28 – Картина давления в сечении ступени первой схемы габаритной группы 5А

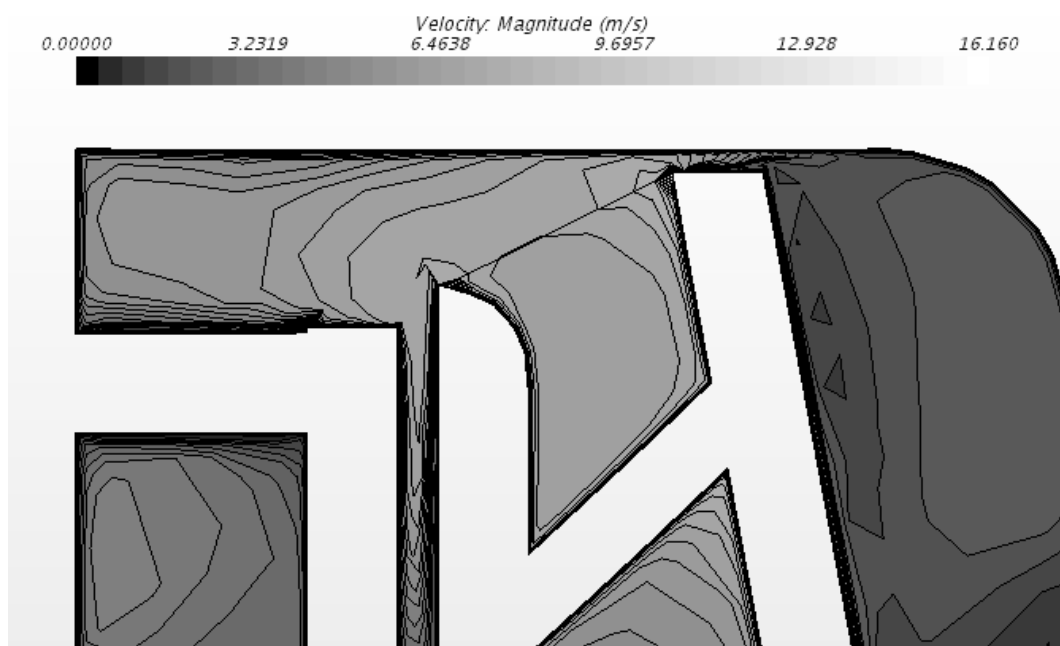


Рисунок 3.29 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса первой схемы габаритной группы 5А

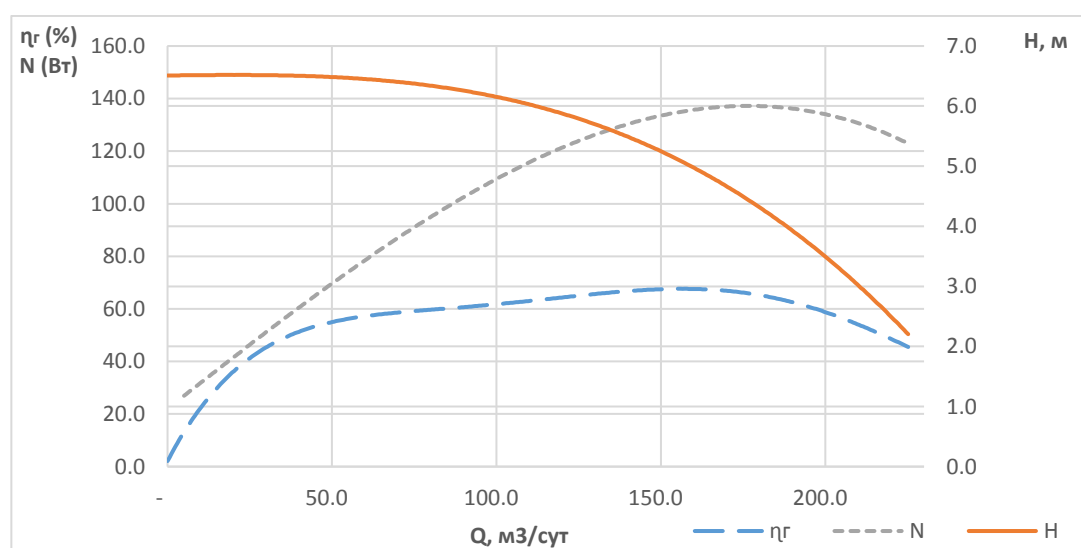


Рисунок 3.30 – Характеристика ступени первой схемы габаритной группы 5А

Картины распределения давления в рабочем колесе второй схемы ступени габарита 5А и в меридиональном срезе показаны на рисунке 3.31 и 3.32. Распределение скорости на выходе рабочего колеса с указанием изолиний приведено на рисунке 3.33. Характеристика этой ступени приведена на рисунке 3.34.

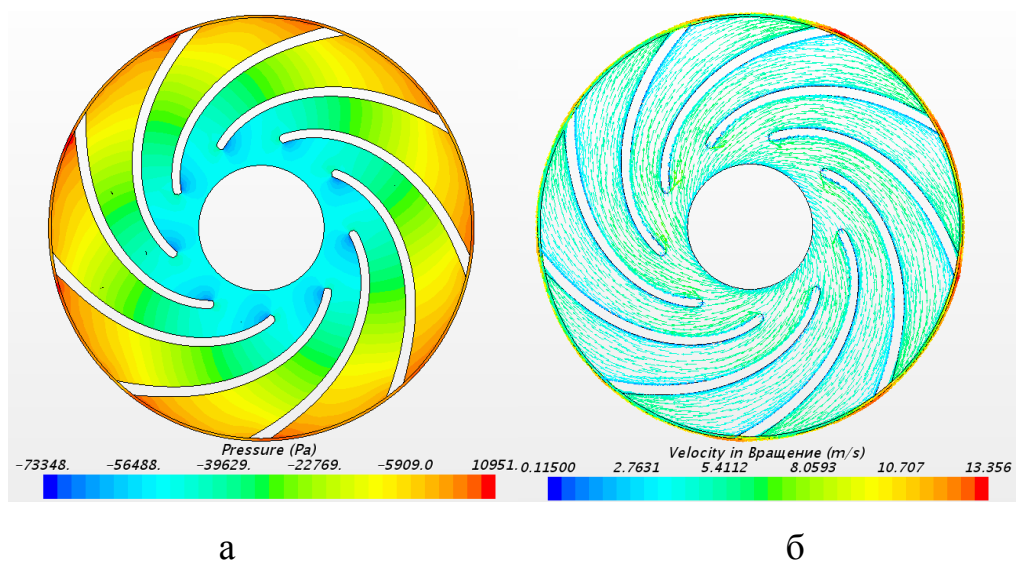


Рисунок 3.31 – Картина давления в рабочем колесе второй схемы габаритной группы 5А (а), картина относительной скорости в рабочем колесе второй схемы габаритной группы 5А (б)

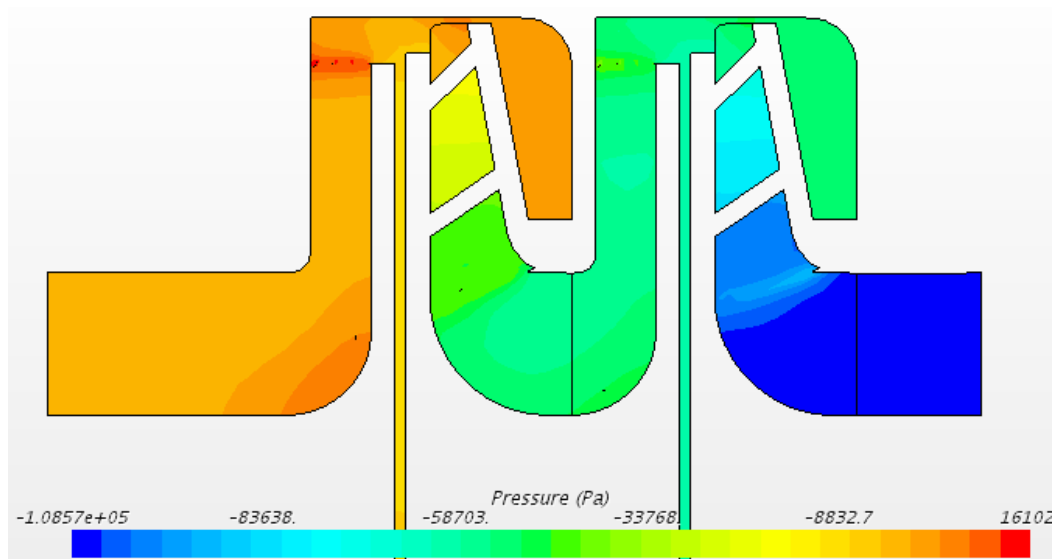


Рисунок 3.32 – Картина давления в сечении ступени второй схемы габаритной группы 5А



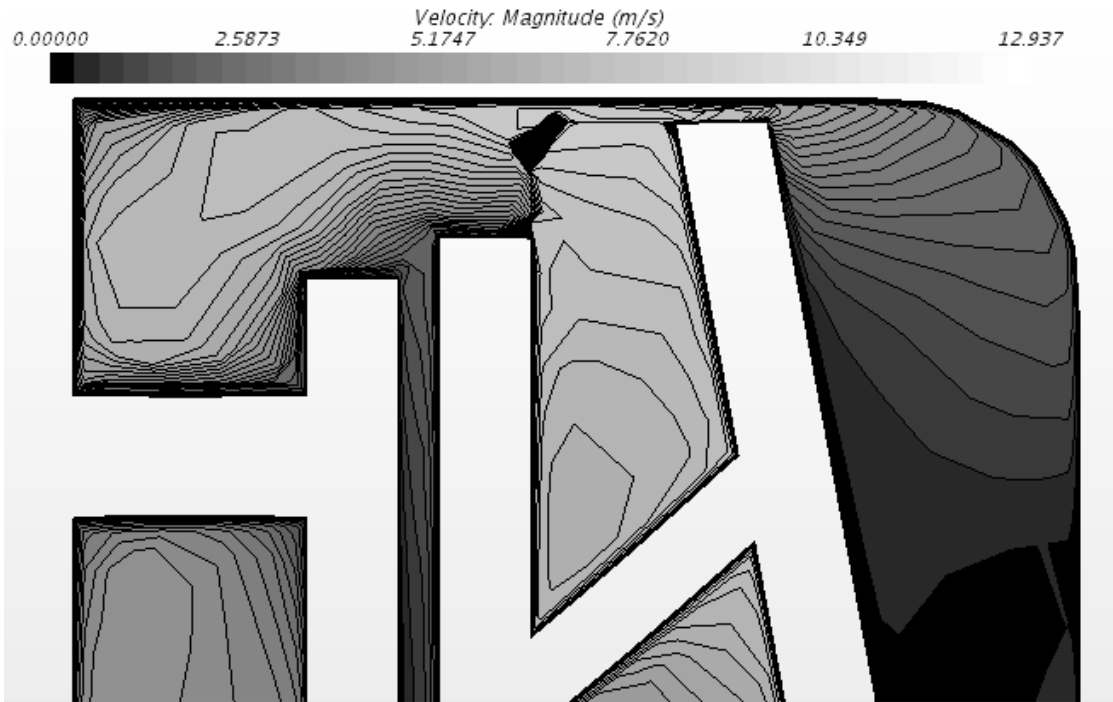


Рисунок 3.33 – Эпюра скоростей на выходе из рабочего колеса второй схемы габаритной группы 5А

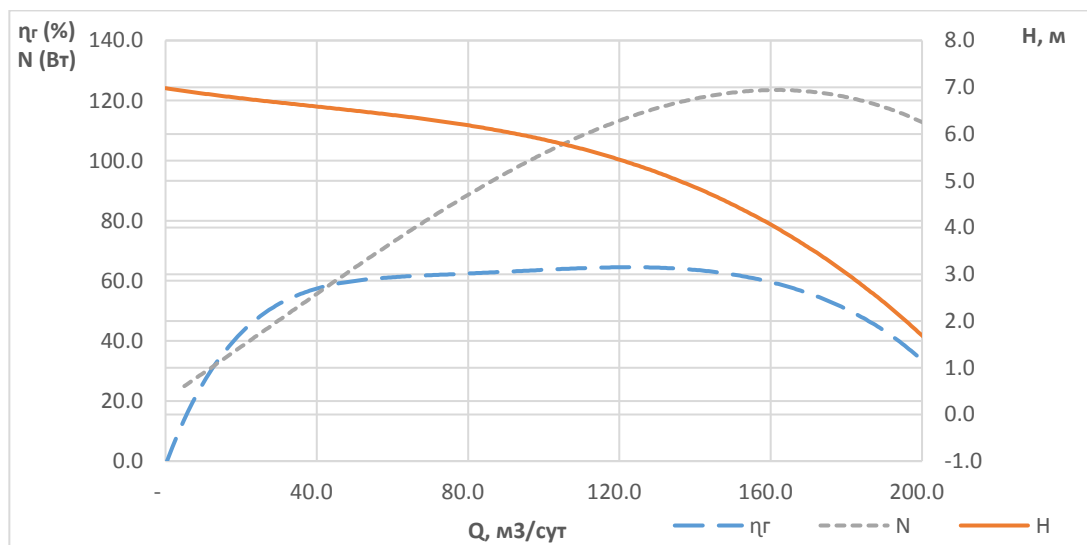


Рисунок 3.34 – Характеристика ступени второй схемы габаритной группы 5А

### 3.3 Сравнение результатов экспериментов

Показаны графики сравнения характеристик испытанных ступеней габаритных групп 2А и 5А.

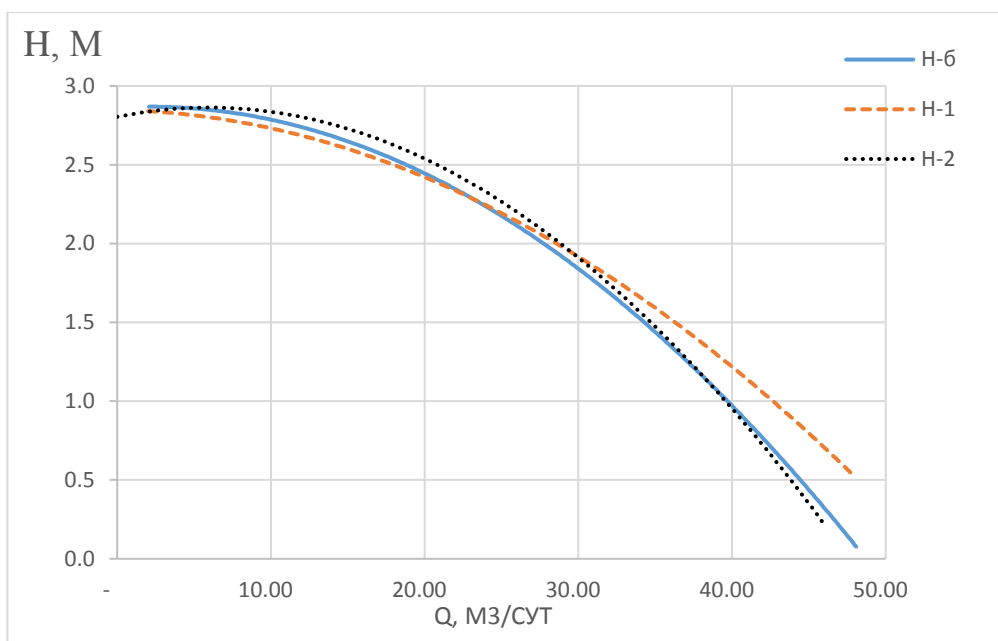


Рисунок 3.35 - Сравнительная расходно-напорная характеристика ступени габаритной группы 2А

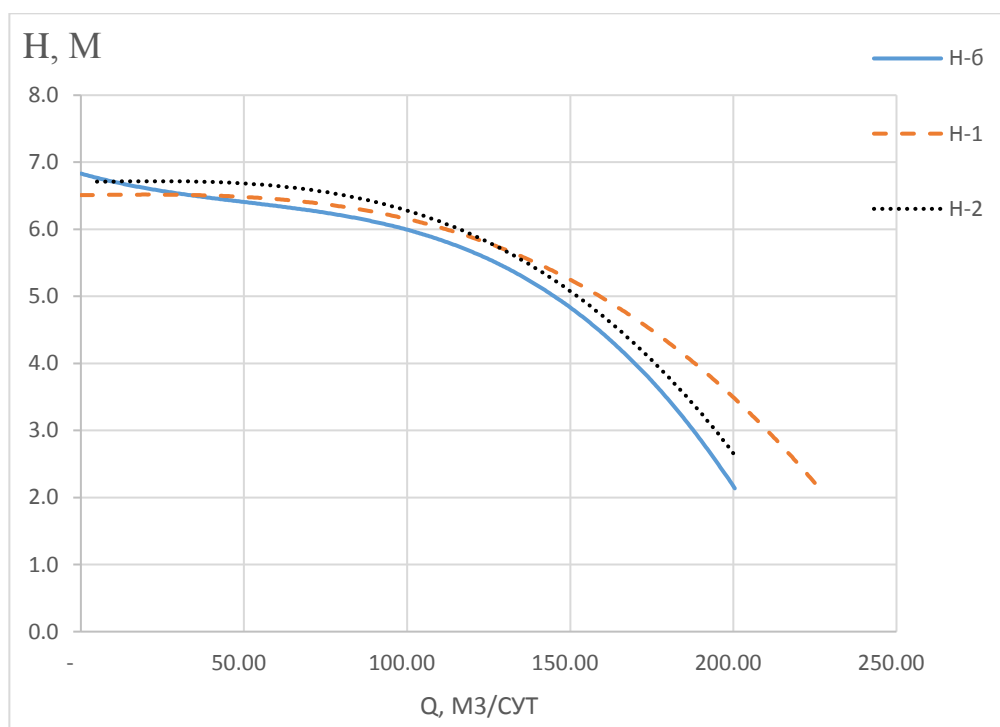


Рисунок 3.36 - Сравнительная характеристика эффективности ступени габаритной группы 2А

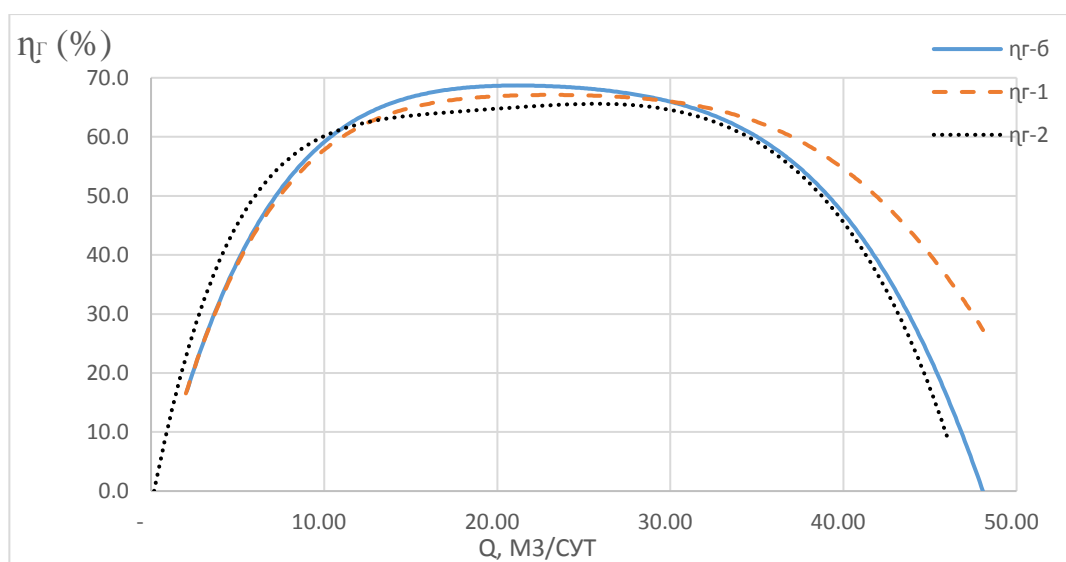


Рисунок 3.37 - Сравнительная расходно-напорная характеристика ступени габаритной группы 5А

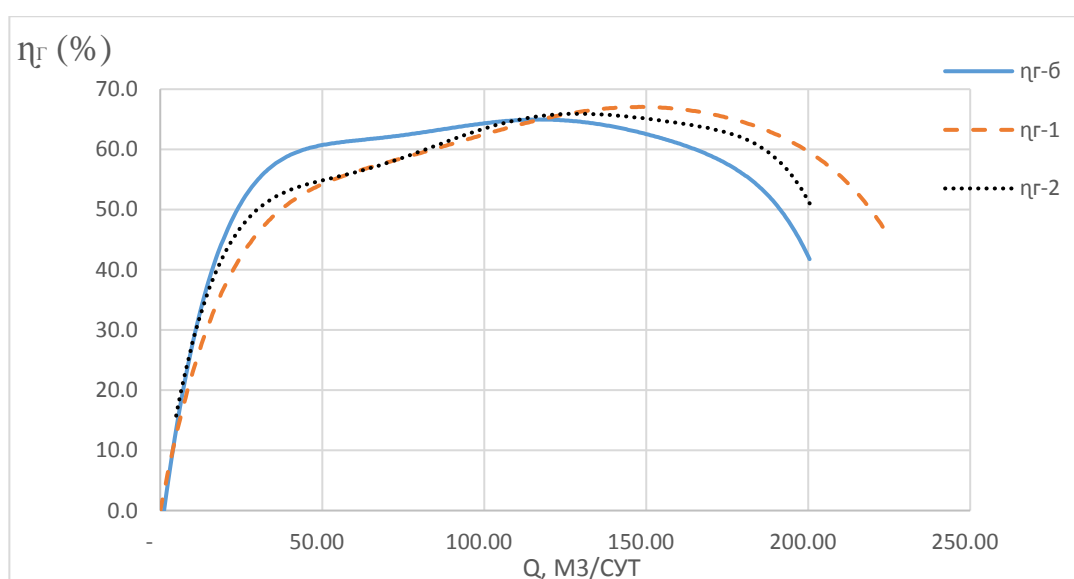


Рисунок 3.38 - Сравнительная характеристика эффективности ступени габаритной группы 5А

Анализируя сравнительные характеристики как в группе 2А, так и в 5А хорошо видно, что первый способ показывает лучшие результаты для обеих габаритных групп. Связано это с тем, что несмотря на больший диаметр лопастей при втором способе оптимизации и большем внешнем диаметре ведущего диска по сравнению с базовым вариантом, первый способ

показывают более равномерную эпюру скоростей потока на выходе из рабочего колеса за счет изменения его геометрии для уменьшения гидropотерь и выравниванию эпюры скорости, что хорошо видно на рисунках. Характеристика ступени показала большой прирост гидравлического КПД и напора именно при применении первой схемы, что хорошо видно на сравнительных характеристиках. Основываясь на этих первоначальных данных, можно дать первое заключение: для обоих габаритов эффективней оказалась первая схема, показав, как предполагаемое увеличение гидравлического КПД, так и значительное увеличение напора.

Далее для ступеней обоих габаритов с базовой и конструкцией первого варианта для более детального сравнения отдельных характеристик была составлена математическая модель, основанная на регрессии аппроксимацией экспериментальных данных численного моделирования, полиномами разной степени и служащей в качестве интерполирующей зависимости для определения значений в интересующих точках исследуемого отрезка данных. Для этих целей использовался пакет компьютерной алгебры Mathcad. Аппроксимация данных проводилась по методу наименьших квадратов линейной комбинацией произвольных функций командой `linfit`.

На основе данных численного эксперимента были составлены матрицы подачи, напора и гидравлического КПД для обоих вариантов каждого габарита, на основе которых проводилась аппроксимация.

Регрессия напора.

Экспериментальные данные для 2А:

|                                       | базовый  |             | первый   |
|---------------------------------------|--|-------------|--|
| $Q \left[ \frac{м^3}{сут} \right] :=$ | $\begin{pmatrix} 1,94 \\ 6,06 \\ 10,04 \\ 14,03 \\ 18,02 \\ 22,09 \\ 25,99 \\ 30,06 \\ 34,13 \\ 38,11 \\ 42,09 \\ 46,08 \end{pmatrix}$ | $, H[м] :=$ | $\begin{pmatrix} 2,9 \\ 2,8 \\ 2,7 \\ 2,55 \\ 2,42 \\ 2,31 \\ 2,12 \\ 1,91 \\ 1,58 \\ 1,32 \\ 0,99 \\ 0,45 \end{pmatrix}$                    |
|                                       |  |             | $Q \left[ \frac{м^3}{сут} \right] :=$  |
|                                       |  |             | $\begin{pmatrix} 2,01 \\ 6,05 \\ 10,07 \\ 14,03 \\ 18,02 \\ 22 \\ 25,98 \\ 30,05 \\ 34,13 \\ 38,11 \\ 42,08 \\ 46,07 \\ 48,06 \end{pmatrix}$ |
|                                       |  |             | $, H[м] :=$  |
|                                       |  |             | $\begin{pmatrix} 2,93 \\ 2,79 \\ 2,67 \\ 2,57 \\ 2,46 \\ 2,34 \\ 2,17 \\ 1,95 \\ 1,69 \\ 1,41 \\ 1,06 \\ 0,67 \\ 0,48 \end{pmatrix}$         |

Задание набора функций полинома и определение их коэффициентов:

|  | базовый  |  | первый   |
|--|--|--|--|
|  | $F1(x) := \begin{pmatrix} x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$                                    |  | $F1(x) := \begin{pmatrix} x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$                                      |
|  | $S1 := \text{linfit}(Q,H,F1) =$  |  | $S1 := \text{linfit}(Q,H,F1) =$  |
|  | $= \begin{pmatrix} -2,267 \cdot 10^{-5} \\ 5,788 \cdot 10^{-4} \\ -0,033 \\ 2,972 \end{pmatrix}$ |  | $= \begin{pmatrix} -1,794 \cdot 10^{-5} \\ 3,896 \cdot 10^{-4} \\ -0,02956 \\ 2,969 \end{pmatrix}$ |

Определение функции кривой:  $H(Q) := F1(x) \cdot S1$

Базовый:  $H(Q) := -2,267 \cdot 10^{-5} Q^3 + 5,788 \cdot 10^{-4} Q^2 - 0,033Q + 2,972$

Первый:  $H(Q) := -1,794 \cdot 10^{-5} Q^3 + 3,896 \cdot 10^{-4} Q^2 - 0,02956Q + 2,969$

Регрессия КПД.

Экспериментальные данные для 2А:

|                                       | базовый  |                 | первый  |
|---------------------------------------|--|-----------------|---|
| $Q \left[ \frac{M^3}{сут} \right] :=$ | $\begin{pmatrix} 1,94 \\ 6,06 \\ 10,04 \\ 14,03 \\ 18,02 \\ 22,09 \\ 25,99 \\ 30,06 \\ 34,13 \\ 38,11 \\ 42,09 \\ 46,08 \end{pmatrix}$ | $, \eta[\%] :=$ | $\begin{pmatrix} 17,6 \\ 45,1 \\ 60,1 \\ 64,2 \\ 66,2 \\ 68,2 \\ 66,8 \\ 64 \\ 60,2 \\ 53,3 \\ 42,7 \\ 24,8 \end{pmatrix}$                                |
|                                       |  |                 | $\begin{pmatrix} 2,01 \\ 6,05 \\ 10,07 \\ 14,03 \\ 18,02 \\ 22 \\ 25,98 \\ 30,05 \\ 34,13 \\ 38,11 \\ 42,08 \\ 46,07 \\ 48,06 \end{pmatrix}, \eta[\%] :=$ |
|                                       |  |                 | $\begin{pmatrix} 16,7 \\ 43,4 \\ 59,1 \\ 63,3 \\ 66,2 \\ 67,3 \\ 67,2 \\ 65,9 \\ 63 \\ 58,6 \\ 49,4 \\ 35,9 \\ 27,3 \end{pmatrix}$                        |

Задание набора функций полинома и определение их коэффициентов:

| базовый  | первый   |
|--|--|
| $F1(x) := \begin{pmatrix} x^5 \\ x^4 \\ x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$  | $F1(x) := \begin{pmatrix} x^5 \\ x^4 \\ x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$  |
| $S1 := \text{linfit}(Q, \eta, F1) =$   | $S1 := \text{linfit}(Q, \eta, F1) =$   |
| $\begin{pmatrix} 2,192 \cdot 10^{-6} \\ -4,001 \cdot 10^{-4} \\ 0,026 \\ -0,783 \\ 11,806 \\ -2,531 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,423 \cdot 10^{-6} \\ -4,242 \cdot 10^{-4} \\ 0,027 \\ -0,803 \\ 11,994 \\ -4,493 \end{pmatrix}$ |

Определение функции кривой:  $\eta(Q) := F1(x) \cdot S1$

Базовый:

$$\eta(Q) := 2,192 \cdot 10^{-6} Q^5 - 4,001 \cdot 10^{-4} Q^4 + 0,026 Q^3 - 0,783 Q^2 + 11,806 Q - 2,531$$

Первый:

$$\eta(Q) := 2,423 \cdot 10^{-6} Q^5 - 4,242 \cdot 10^{-4} Q^4 + 0,027 Q^3 - 0,803 Q^2 + 11,994 Q - 4,493$$

По полученным функциям была составлена таблица 3.1. напора, гидравлического КПД и их относительных отклонений к базовому варианту.

В интервале  $0,7-1,3Q_{\text{опт}}$  было определено среднее значение отклонений напора  $\delta_{H_{2A}(\text{cp})}$  и КПД  $\delta_{\eta_{2A}(\text{cp})}$ .

Таблица 3.1 – Средние отклонения 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    |
| $H_{\delta}, \text{ м}$  | 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  |
| $\delta_{H_{2A}} = \frac{H_I - H_{\delta}}{H_{\delta}} \cdot 100, \%$                                  | 0,5   | 0,6   | 0,9   | 2,4   | 8,8   | 29,8  |
| $\delta_{H_{2A}(\text{cp})}, \%$   |       |       | 4,0   |       |       |       |
| $\eta_{\Gamma\delta}$  | 0,6   | 0,658 | 0,673 | 0,644 | 0,513 | 0,31  |
| $\eta_{\Gamma I}$  | 0,589 | 0,649 | 0,672 | 0,667 | 0,584 | 0,428 |
| $\delta_{\eta_{2A}} = \frac{\eta_{\Gamma I} - \eta_{\Gamma\delta}}{\eta_{\Gamma\delta}} \cdot 100, \%$ | -2,0  | -1,4  | -0,2  | 3,6   | 13,8  | 42,3  |
| $\delta_{\eta_{2A}(\text{cp})}, \%$  |       |       | 5,7   |       |       |       |

Регрессия напора.

Экспериментальные данные для 5А:

| базовый   |   | первый            |   |   |   |                   |   |
|---|---|-------------------|---|---|---|-------------------|---|
| $Q \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{сут}} \right] :=$ | $\begin{pmatrix} 5,07 \\ 25,03 \\ 50,05 \\ 75,19 \\ 100,24 \\ 129,95 \\ 150,37 \\ 175,38 \\ 200,44 \end{pmatrix}$ | $H [\text{м}] :=$ | $\begin{pmatrix} 6,86 \\ 6,42 \\ 6,38 \\ 6,32 \\ 6,07 \\ 5,4 \\ 4,78 \\ 3,69 \\ 2,17 \end{pmatrix}$ | $Q \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{сут}} \right] :=$ | $\begin{pmatrix} 5,01 \\ 25,03 \\ 50,09 \\ 75,17 \\ 100,19 \\ 129,88 \\ 150,43 \\ 175,38 \\ 200,52 \\ 225,18 \end{pmatrix}$ | $H [\text{м}] :=$ | $\begin{pmatrix} 6,53 \\ 6,47 \\ 6,52 \\ 6,4 \\ 6,12 \\ 5,7 \\ 5,22 \\ 4,52 \\ 3,46 \\ 2,2 \end{pmatrix}$ |

Задание набора функций полинома и определение их коэффициентов:

базовый

$$F1(x) := \begin{pmatrix} x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$S1 := \text{linfit}(Q, H, F1) =$$

$$= \begin{pmatrix} -1,008 \cdot 10^{-6} \\ 1,532 \cdot 10^{-4} \\ -0,014 \\ 6,832 \end{pmatrix}$$

первый

$$F1(x) := \begin{pmatrix} x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$S1 := \text{linfit}(Q, H, F1) =$$

$$= \begin{pmatrix} -3,662 \cdot 10^{-7} \\ -5,414 \cdot 10^{-6} \\ 6,503 \cdot 10^{-4} \\ 6,511 \end{pmatrix}$$

Определение функции кривой:  $H(Q) := F1(x) \cdot S1$

Базовый:  $H(Q) := -1,008 \cdot 10^{-6} Q^3 + 1,532 \cdot 10^{-4} Q^2 - 0,014 Q + 6,832$

Первый:  $H(Q) := -3,662 \cdot 10^{-7} Q^3 - 5,414 \cdot 10^{-6} Q^2 + 6,503 \cdot 10^{-4} Q + 6,511$

Регрессия КПД.

Экспериментальные данные:

базовый

$$Q \left[ \frac{m^3}{сут} \right] := \begin{pmatrix} 5,07 \\ 25,03 \\ 50,05 \\ 75,19 \\ 100,24 \\ 129,95 \\ 150,37 \\ 175,38 \\ 200,44 \end{pmatrix}, \quad \eta[\%] := \begin{pmatrix} 13,9 \\ 51,3 \\ 60,5 \\ 62,6 \\ 64,3 \\ 64,3 \\ 62,8 \\ 57,3 \\ 41,8 \end{pmatrix}$$

первый

$$Q \left[ \frac{m^3}{сут} \right] := \begin{pmatrix} 5,01 \\ 25,03 \\ 50,09 \\ 75,17 \\ 100,19 \\ 129,88 \\ 150,43 \\ 175,38 \\ 200,52 \\ 225,18 \end{pmatrix}, \quad \eta[\%] := \begin{pmatrix} 12,7 \\ 42,5 \\ 53,8 \\ 58,9 \\ 62,6 \\ 66,2 \\ 66,7 \\ 65,7 \\ 59,3 \\ 45,3 \end{pmatrix}$$

Задание набора функций полинома и определение их коэффициентов:



базовый

$$F1(x) := \begin{pmatrix} x^6 \\ x^5 \\ x^4 \\ x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$S1 := \text{linfit}(Q, \eta, F1) =$$

$$= \begin{pmatrix} -5,418 \cdot 10^{-11} \\ 3,734 \cdot 10^{-8} \\ -1,033 \cdot 10^{-5} \\ 1,451 \cdot 10^{-3} \\ -0,109 \\ 4,194 \\ -4,734 \end{pmatrix}$$

первый

$$F1(x) := \begin{pmatrix} x^6 \\ x^5 \\ x^4 \\ x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$S1 := \text{linfit}(Q, \eta, F1) =$$

$$= \begin{pmatrix} -1,777 \cdot 10^{-11} \\ 1,399 \cdot 10^{-8} \\ -4,442 \cdot 10^{-6} \\ 7,147 \cdot 10^{-4} \\ -0,061 \\ 2,844 \\ -0,028 \end{pmatrix}$$

Определение функции кривой:  $\eta(Q) := F1(x) \cdot S1$

Базовый:

$$\eta(Q) := -5,418 \cdot 10^{-11} Q^6 + 3,734 \cdot 10^{-8} Q^5 - 1,033 \cdot 10^{-5} Q^4 + 1,451 \cdot 10^{-3} Q^3 - 0,109 Q^2 + 4,194 Q - 4,734$$

Первый:

$$\eta(Q) := -1,77 \cdot 10^{-11} Q^6 + 1,399 \cdot 10^{-8} Q^5 - 4,442 \cdot 10^{-6} Q^4 + 7,174 \cdot 10^{-4} Q^3 - 0,061 Q^2 + 2,844 Q - 0,028$$

Также как и для 2А, для габаритной группы 5А по полученным функциям была составлена таблица 3.2. напора, гидравлического КПД и их относительных отклонений к базовому варианту. В интервале  $0,7-1,3Q_{\text{опт}}$  было определено среднее значение отклонений напора  $\delta_{H5A(\text{cp})}$  и КПД  $\delta_{\eta5A(\text{cp})}$ .

Таблица 3.2 - Средние отклонения 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  |

Окончание таблицы 3.2

|  |       |       |       |       |       |       |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $H_I, \text{ м}$   | 6,49  | 6,43  | 6,25  | 5,7   | 4,7   | 3,54  |
| $\delta_{H_{5A}} = \frac{H_I - H_{\delta}}{H_{\delta}} \cdot 100, \%$                  | 0,9   | 1,8   | 2,4   | 4,9   | 16,3  | 57,5  |
| $\delta_{H_{5A(ср)}} , \%$   |       |       | 7,9   |       |       |       |
| $\eta_{Г\delta}$   | 0,602 | 0,618 | 0,637 | 0,648 | 0,597 | 0,444 |
| $\eta_{ГI}$  | 0,53  | 0,57  | 0,609 | 0,656 | 0,636 | 0,545 |
| $\delta_{\eta_{5A}} = \frac{\eta_{ГI} - \eta_{Г\delta}}{\eta_{Г\delta}} \cdot 100, \%$ | -12,0 | -7,7  | -4,3  | 1,3   | 6,6   | 22,6  |
| $\delta_{\eta_{5A(ср)}} , \%$  |       |       | 1,2   |       |       |       |

Сравнивая значения 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, что у габаритной группы 2А динамика изменения гидравлического КПД выше, чем динамика изменения напора, а для габарита 5А результаты обратные.

### 3.4 Выводы

Аргументирован выбор CFD (Computational fluid dynamics) пакета STAR-CCM+ для расчета модели ступени. Описан принцип работы выбранной математической модели этого CFD пакета. Создана расчетная модель для численного эксперимента в STAR-CCM+ и выбор граничных условий для нее,

обоснован выбор количества ступеней в исследуемой сборке. Обоснован выбор систем координат, применяемых в данном численном эксперименте, обоснован их выбор. Составлена последовательность получения характеристики ступени в численном эксперименте. Учтены возможные погрешности численного эксперимента от реальных испытаний и причины их появления, связанные с особенностью математической модели, применяемой программой.

Представлен пример сборки ступени, адаптированной к расчету и срез неструктурированной объемной сетки ее проточной части. Показаны результаты численных экспериментов шести сборок ступеней с картинками распределения давлений в рабочем колесе, направляющем аппарате и меридиональном сечении ступени. Показана эпюра распределения скоростей потока на выходе из рабочего колеса с целью детального установления особенностей течения для каждой габаритной группы. Представлены характеристики ступеней по отдельности и сравнение отдельных характеристик базового и двух схем для каждой габаритной группы. Для более детального сравнения проведена регрессия данных численного эксперимента для первой схемы и базового варианта с составлением таблиц отклонений чтобы установить характер изменения характеристики ступени при изменении габаритной группы. Установлено, что в характеристике ступени габаритной группы 5А при изменении геометрии ее проточной части большему влиянию на это подвергается напор чем гидравлический КПД, у 2А-наоборот.

## **Глава 4. Стендовые испытания ступеней ЭЦН**

Стендовые испытания ступеней центробежных насосов приводились 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.

### **4.1 Методика проведения экспериментальных работ на стенде**

Получение характеристик ступеней осуществлялось с помощью стендовых испытаний. Процедура испытаний и количество наблюдений выбираются согласно ИСО 9906-1999.

При испытаниях ступеней ЭЦН, с одной стороны, необходимо приблизить условия испытания к фактическим условиям эксплуатации, с другой – снизить затраты на испытательный стенд. В реальных условиях ступени работают в составе секции и насоса в целом, поэтому есть мнение о необходимости проведения испытания целой секции насоса, что приводит к значительному повышению стоимости испытаний, увеличивает сложность и стоимость стенда и затраты времени на монтаж-демонтаж насоса. Кроме того, при перекачке реальной пластовой жидкости условия работы отдельных ступеней в секциях или насосах различны, поэтому получаемая при испытаниях информация о подаче, напоре и мощности насоса при пересчете на одну ступень усредняется по длине. При проведении испытаний на жидкости без газа условия работы ступеней в насосе отличаются меньше, поэтому существует мнение, что для определения реальной характеристики ступени достаточно испытания сборки из 3-5 ступеней. Проведение испытаний таких коротких сборок гораздо дешевле полноразмерной секции, монтаж и демонтаж не вызывает значительных затрат времени и не столь трудоемок, а стенд может иметь небольшие габариты. Уменьшение количества ступеней в сборке нецелесообразно, т.к. практически уже не влияет на стоимость и сложность работ, но может снизить достоверность результатов

испытаний из-за изменения условий формирования потока жидкости на входе в первую и на выходе из последней ступени.

После анализа преимуществ и недостатков длинных и коротких сборок было решено использовать сборки из 3-5 ступеней. Получаемые результаты в данном случае достаточно достоверны, а исследование позволяет получить точную информацию о работе именно ступени в данных конкретных условиях. Для испытаний выбираются ступени одного типоразмера, которые с помощью специальных приспособлений устанавливаются на стенде.

В итоге было принято решение использовать горизонтальный стенд ЗАО «НОВОМЕТ-ПЕРМЬ» и вертикальный стенд ОКБ БН, которые хорошо отвечают поставленным требованиям к испытаниям.

Модельная жидкость должна удовлетворять следующим свойствам:

- близость физических свойств к реальной пластовой жидкости;
- безопасность;
- доступность;
- подчиняется при течении закону вязкого трения Ньютона, т.е. быть ньютоновской.

Модельная жидкость для получения комплексной характеристики ступеней ЭЦН представлена технической водой. Для получения характеристик работы ступеней ЭЦН на газо-жидкостных смесях в поток модельной жидкости может подаваться воздух. Процедура испытаний и количество наблюдений выбираются согласно ИСО 9906-1999.

При проектировании изделий, например, где важной характеристикой является гидро/газоэффективность (лопастные колеса турбин, насосов и компрессоров), удобно в качестве модели для конечного реального эксперимента применять изделие, созданное на 3D принтере. 3D принтеры позволяют создавать на ранних стадиях проектирования концептуальные модели любой сложности непосредственно по цифровым данным, полученным на компьютерах в процессе САД–проектирования (computer-

aided design), быстро и дешево относительно производственных затрат. Время печати обычно составляет не более суток. Прототипы, получаемые на них, легко могут быть использованы при испытаниях для проверки адекватности CAE – расчетов (computer-aided engineering).

Для обеспечения возможности быстрого проведения испытаний прототипов рабочих ступеней центробежных скважинных насосов с целью определения рабочих характеристик при изменении геометрии ступеней и вязкости перекачиваемой жидкости совместно используются программные пакеты моделирования и прототипирования.

Геометрия прототипа рассчитывается на специально созданной математической модели в системе компьютерной алгебры Mathcad 15. Модель рабочей ступени создается в программном пакете SolidWorks. Исследуемые ступени были изготовлены на установке быстрого прототипирования. Эти универсальные устройства выполняют построение деталей аддитивным методом с использованием проектора с высокой разрешающей способностью и цифровой обработкой света для отверждения жидкого фотополимера. Получаемые таким способом пластиковые модели сравнимы с изготовленными литьем под давлением по точности, свойствам материала, уровню детализации и качеству отделки поверхности. Для составления алгоритма печати детали используется специальная программа – CatalystEX. Файл готовой модели загружается на печать в 3D принтер, который может печатать несколько прототипов одновременно. Для создания детали используется нерастворимый в воде пластик *ABSplus P430*. Для улучшения свойств поверхности прототипа проточные каналы рабочего колеса и направляющего аппарата в процессе печати заполняются временным поддерживающим материалом (SR-30), который легко удаляется очищающим щелочным раствором по технологии SST (Soluble Support Technology). Поскольку *ABSplus* применяется с растворимым вспомогательным материалом, удаление вспомогательных частей даже в сложных формах и глубоких полостях не требует лишних усилий. Осевые опоры рабочих колес

выполнены в виде шайб из текстолита, которые опираются на стальные вкладыши в направляющих аппаратах.

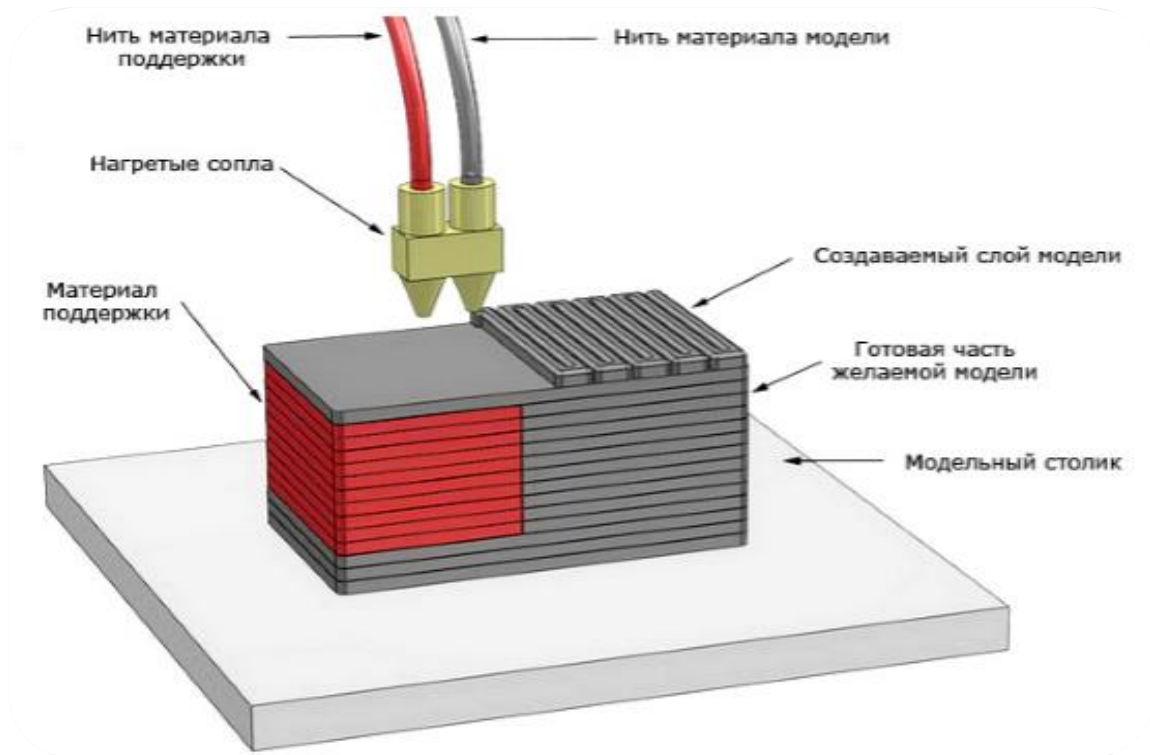


Рисунок 4.1 - Процесс печати на 3D принтере



Рисунок 4.2 – Рабочая ступень, изготовленная на 3D принтере

Для исследования была представлена ступень погружного центробежного насоса 3-й габаритной группы, спроектированной по

представленной методике [74] и схемой с плавающим рабочим колесом с напором 2,5 м при подаче 40 м<sup>3</sup>/сут.

Сравнение результатов испытаний на горизонтальном стенде ЗАО “НОВОМЕТ-ПЕРМЬ”, вертикальном стенде ОКБ БН и численного эксперимента с указанием поля погрешности в 5% показано на рисунках 4.3-4.5:

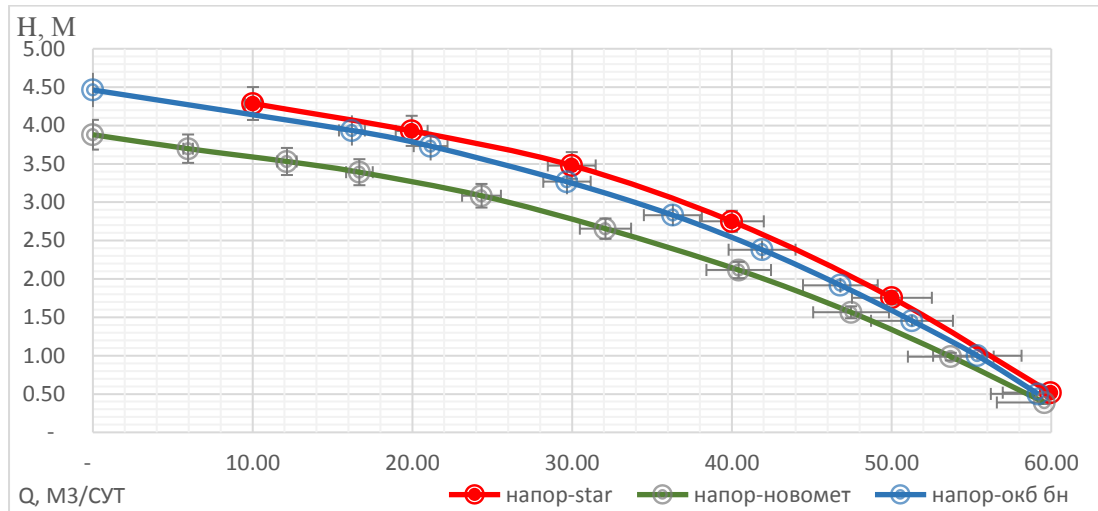


Рисунок 4.3 - Сравнение расходно-напорной характеристики ступени на стендах и в STAR-CCM+

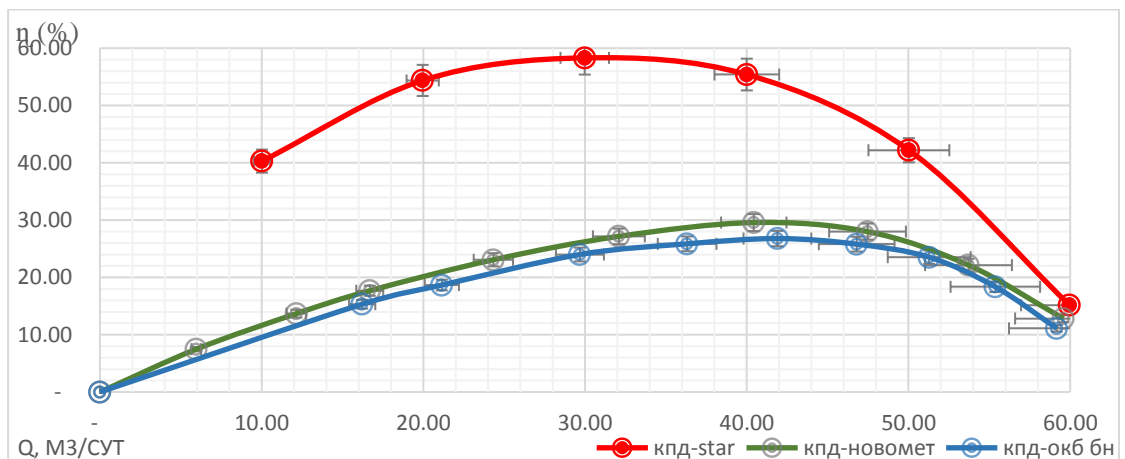


Рисунок 4.4 - Сравнение КПД ступени на стендах и гидравлический КПД в STAR-CCM+



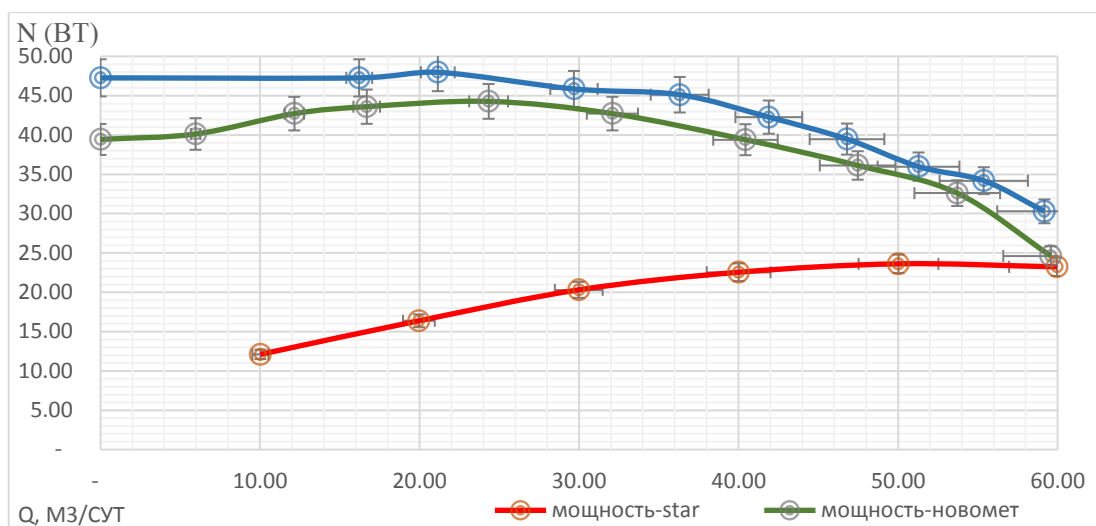


Рисунок 4.5 - Сравнение мощностной характеристики ступени, полученной на стендах и расчетной гидравлической мощности в STAR-CCM+

При оценке характеристик стендовых испытаний и численного эксперимента следует учитывать особенность: в численном эксперименте рассчитывается гидравлический КПД и гидравлическая мощность без учета механического сопротивления, как в случае стендовых испытаний. О достоверности такого эксперимента можно судить по линии напора, которая при сравнении с напором, полученном на вертикальном стенде ОКБ БН, совпала с ним с погрешностью около 5%.

#### 4.2 Компьютерные и стендовые испытания насоса ЭЦНО2А-25(40)-420

На основе данных численных экспериментов о влиянии эпюры скорости на характеристику ступени, полученных в третьей главе, в рамках данной работы была разработана ступень насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 [47]. Паспорт насоса в приложении Б. Из-за особенностей своей конструкции ступени такого насоса способны работать с гораздо большим содержанием свободного газа на приеме, что особенно ценно в малогабаритных стволах, т.к.

применение газосепаратора в них малоэффективно из-за диаметра скважины. Они меньше подвержены солеотложению, из-за отсутствия дисков у рабочего колеса снижается монтажная высота ступени и ее масса, что также приводит к уменьшению массы ротора всей установки и таким образом, уменьшается вибрация, что особенно важно в малогабаритных искривленных боковых стволах, где для достижения необходимого напора установки частота вращения двигателя значительно увеличивается. На стенде тестирования ЭЦН завода ООО «Ижнефтепласт» были проведены испытания секции насоса, состоящей из 221 ступени. Характеристики насоса приведены на рисунке 4.6.

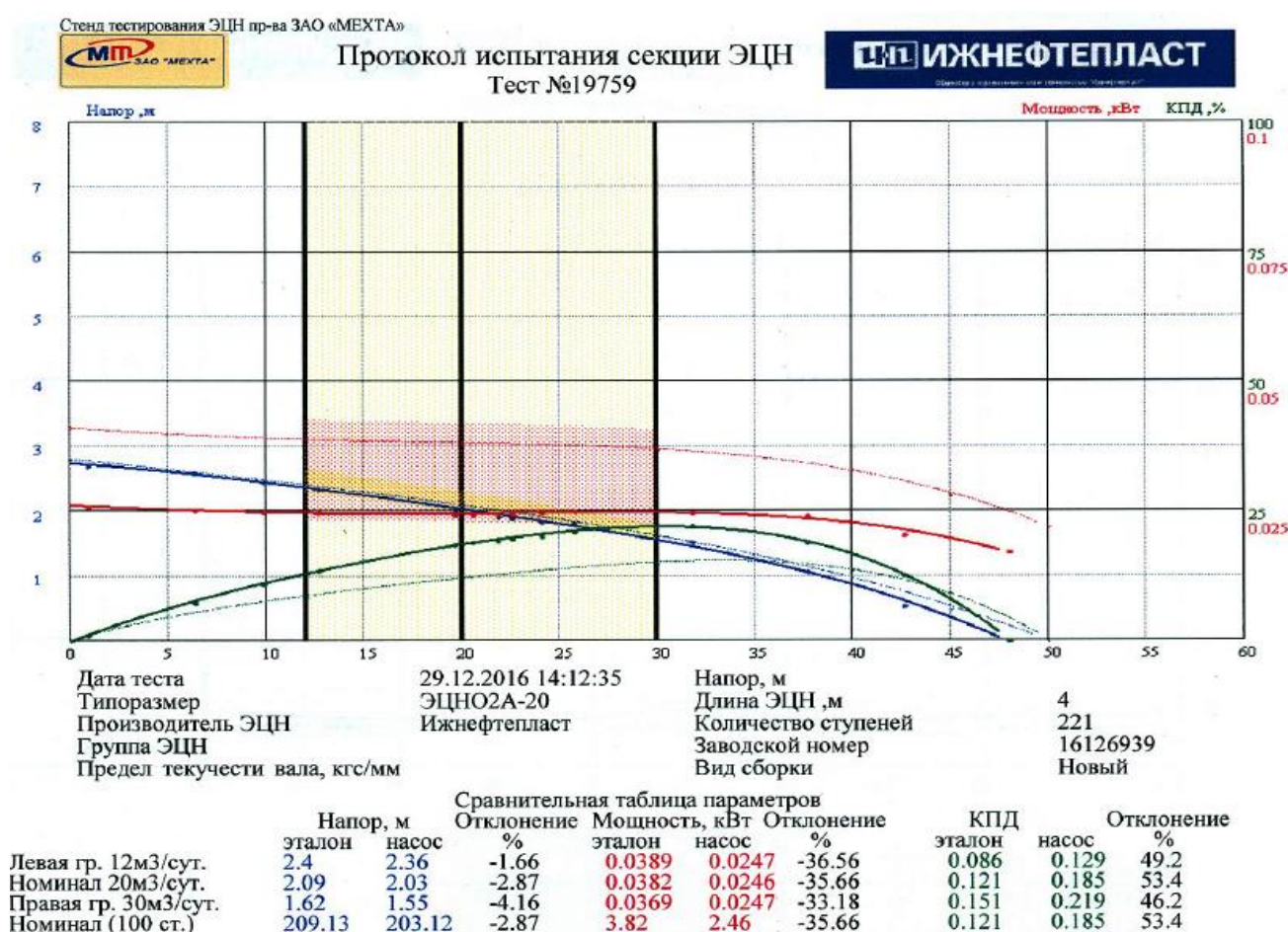


Рисунок 4.6 – Расходно-напорная характеристика ЭЦНО2А-25(40)-420 заводских испытаний ступени

Таблица 4.1 - Данные заводских испытаний насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 на стенде ООО «Ижнефтепласт»

| Точка | Скорость<br>обр./мин. | Q<br>м3/сут. | H(ст)<br>метров | P(ст)<br>кВт | H<br>метров | P<br>кВт | КПД<br>% |
|-------|-----------------------|--------------|-----------------|--------------|-------------|----------|----------|
| 1     | 2911                  | 48           | 0               | 0.02         | 0           | 3.79     | 0        |
| 2     | 2911                  | 42.64        | 0.54            | 0.02         | 118.36      | 4.52     | 13       |
| 3     | 2912                  | 37.69        | 1.07            | 0.02         | 236.63      | 5.32     | 19       |
| 4     | 2911                  | 31.76        | 1.52            | 0.02         | 336.2       | 5.47     | 22       |
| 5     | 2911                  | 25.73        | 1.81            | 0.03         | 400.08      | 5.53     | 21       |
| 6     | 2910                  | 24.07        | 1.84            | 0.02         | 407.56      | 5.48     | 21       |
| 7     | 2910                  | 24.07        | 1.84            | 0.02         | 406.49      | 5.47     | 21       |
| 8     | 2911                  | 22.55        | 1.9             | 0.02         | 419.12      | 5.42     | 20       |
| 9     | 2913                  | 21.83        | 1.92            | 0.02         | 424.37      | 5.41     | 20       |
| 10    | 2910                  | 20.55        | 1.98            | 0.02         | 438.39      | 5.36     | 19       |
| 11    | 2912                  | 19.62        | 2.02            | 0.02         | 447.23      | 5.35     | 18       |
| 12    | 2911                  | 12.64        | 2.35            | 0.02         | 518.64      | 5.49     | 13       |
| 13    | 2911                  | 9.88         | 2.46            | 0.02         | 543.47      | 5.51     | 11       |
| 14    | 2912                  | 6.36         | 2.59            | 0.03         | 572.68      | 5.57     | 8        |
| 15    | 2910                  | 0.88         | 2.7             | 0.03         | 597.26      | 5.7      | 1        |

В таблице указаны подача, напор и мощность пересчитанные на плотность жидкости 1000кг/м3 и номинальную частоту вращения 2910 об/мин. Насос тестировался в горизонтальном положении.

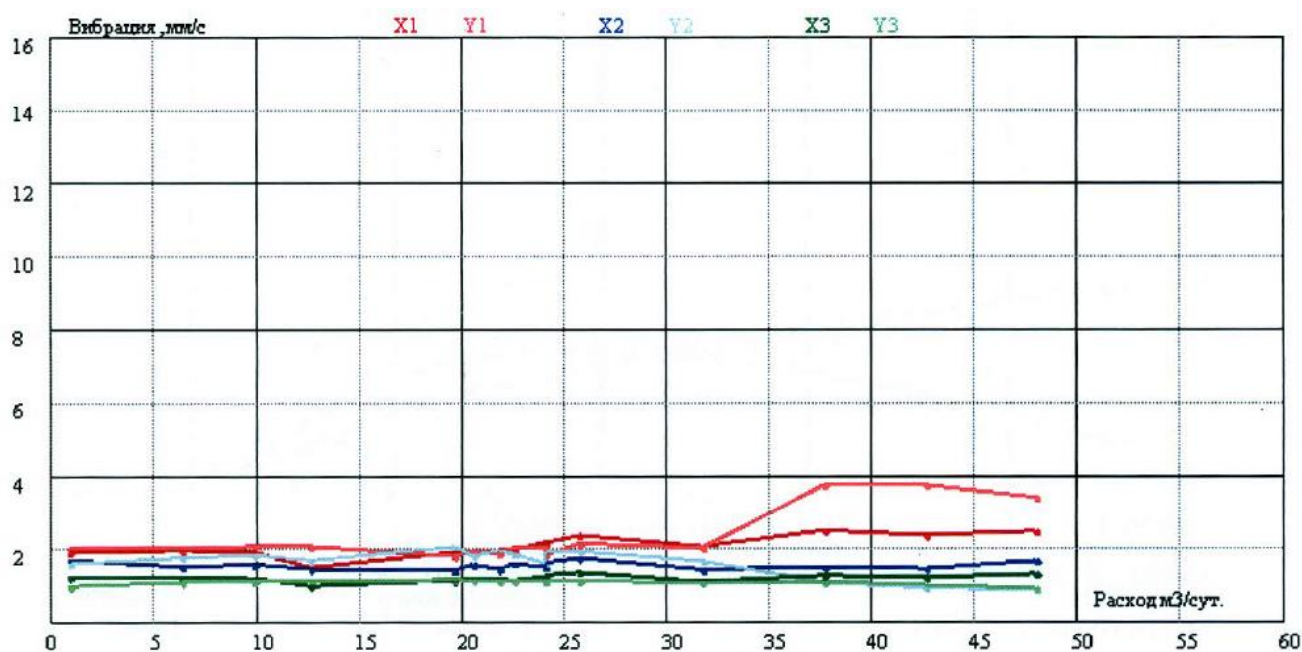


Рисунок 4.7 – График вибрации насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 при 2910 об/мин

Таблица 4.2 - Данные замера вибрации, полученные при заводских испытаниях насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 на стенде ООО «Ижнефтепласт»

| Расход, м | X1   | Y1   | X2   | Y2   | X3   | Y3   |
|-----------|------|------|------|------|------|------|
| 48        | 2.49 | 3.4  | 1.68 | 0.89 | 1.33 | 0.93 |
| 43        | 2.38 | 3.74 | 1.47 | 0.94 | 1.23 | 1.02 |
| 38        | 2.51 | 3.74 | 1.51 | 1.08 | 1.28 | 1.11 |
| 32        | 2.07 | 2.04 | 1.45 | 1.68 | 1.12 | 1.11 |
| 26        | 2.38 | 2.15 | 1.77 | 1.96 | 1.38 | 1.13 |
| 24        | 2.17 | 1.85 | 1.64 | 1.97 | 1.3  | 1.13 |
| 24        | 2.18 | 2.04 | 1.52 | 1.63 | 1.26 | 1.15 |
| 23        | 1.99 | 2.05 | 1.62 | 1.88 | 1.16 | 1.16 |
| 22        | 1.98 | 1.89 | 1.47 | 1.98 | 1.19 | 1.15 |
| 21        | 1.91 | 1.97 | 1.59 | 1.83 | 1.2  | 1.16 |
| 20        | 1.92 | 1.82 | 1.43 | 2.08 | 1.16 | 1.18 |
| 13        | 1.51 | 2.08 | 1.47 | 1.71 | 1.01 | 1.12 |
| 10        | 1.94 | 2.08 | 1.6  | 1.86 | 1.22 | 1.13 |
| 6         | 1.98 | 2.05 | 1.54 | 1.79 | 1.25 | 1.12 |
| 1         | 1.94 | 2.05 | 1.71 | 1.62 | 1.27 | 1.01 |

По данной работе также были проведены компьютерные испытания ступени насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 с целью установления достоверности результатов, полученных при их компьютерном моделировании и при проведении испытаний на стенде ООО «Ижнефтепласт» (на графиках «стенд»). На рисунках 4.8-4.10 показано сравнение характеристик стендовых и компьютерных испытаний для установления степени схожести показаний между экспериментами, где горизонтальная ось соответствует подаче, а вертикальная-напору и КПД.

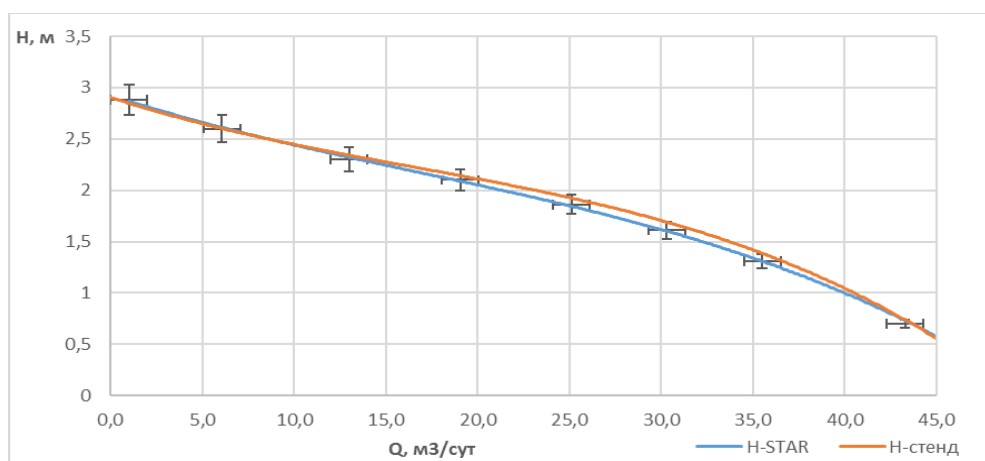


Рисунок 4.8 – Расходно-напорная характеристика ступени насоса ЭЦНО2А-20-460, полученная на стенде ООО «Ижнефтепласт» (*H*-стенд) и характеристика, рассчитанная с помощью программы STAR-CCM+ (*H*-STAR)

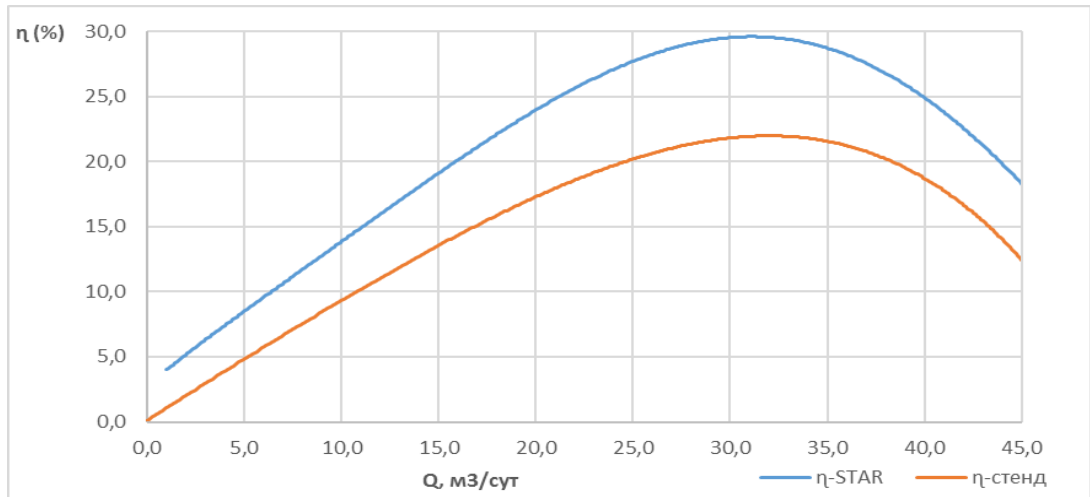


Рисунок 4.9 - Характеристика КПД ( $\eta$ -стенд) ступени насоса ЭЦНО2А-20-460, полученная на стенде фирмы ООО «Ижнефтепласт» и рассчитанный гидравлический КПД ( $\eta$ -STAR) с помощью программы STAR-CCM+

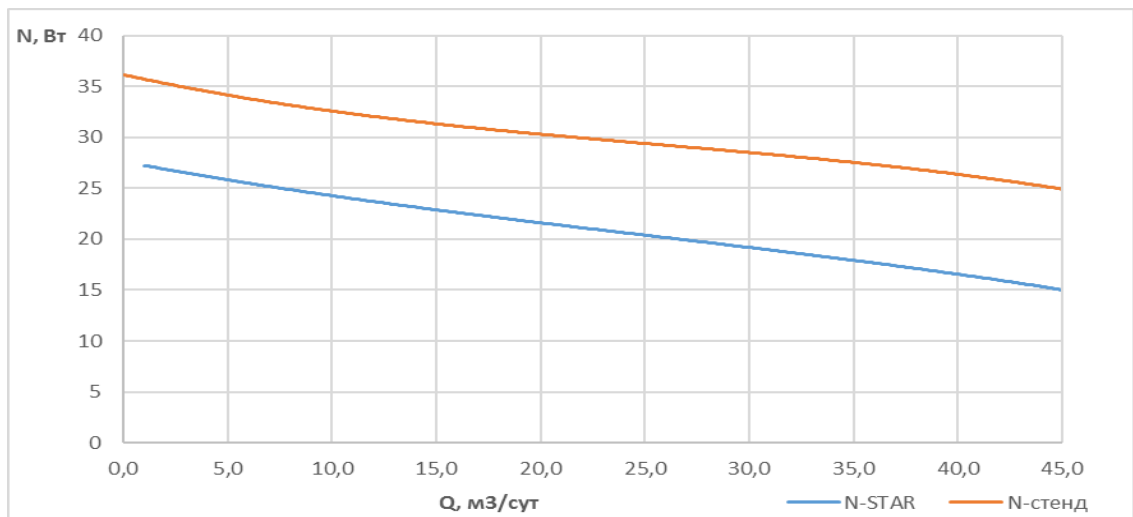


Рисунок 4.10 - Сравнение мощностной характеристики ступени, полученной на стенде фирмы ООО «Ижнефтепласт» и расчетная гидравлическая мощность, полученная с помощью программы STAR-CCM+

При оценке характеристик, полученных на стенде тестирования ЭЦН завода изготовителя ООО «Ижнефтепласт» и численного эксперимента в STAR-CCM+, следует учитывать особенность: в численном эксперименте рассчитывается гидравлический КПД и гидравлическая мощность без учета

механического сопротивления, проявляемого на стенде. О достоверности компьютерного эксперимента можно судить по линии напора, которая при сравнении с напором, полученным на заводском стенде, не вышла за допустимую погрешность, что хорошо видно на графике рисунке 4.9, где указаны пределы погрешности в 5%.

### 4.3 Промысловые испытания

Для проведения промысловых испытаний была разработана и утверждена методика их проведения (Приложение Б). Объектом опытно-промышленных испытаний являются электроцентробежные насосы ЭЦНО2А-25(40)-420 в количестве двух штук, разработанные в РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. Целью проведения опытно-промышленных испытаний является подтверждение паспортных характеристик, определение работоспособности и технико-экономической эффективности насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 при использовании в скважинах с боковыми стволами малого диаметра на месторождениях ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

Вывод скважины №1694Л куст 129 Ватьеганского месторождения установка ЭЦНО2А-25(40)-420 на режим осуществлялся при частоте вращения вала насоса 4200 об/мин, согласно утвержденной программе методики ОПИ (приложение Б). Производительность насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 замерялась с помощью сертифицированной промысловой установки АГЗУ «Спутник». Замеренный дебит с помощью АГЗУ «Спутник» сравнивался с результатами расчета, полученными на сертифицированном ПО «Автотехнолог+Соль» [87], в которую была внесена расходно-напорная характеристика насоса ЭЦНО2А-25(40)-420, расчетный дебит составил 34 м<sup>3</sup>/сут на воде (99% обводненность продукции), что хорошо коррелируется с данными, полученными с помощью АГЗУ «Спутник» (приложение В).

Результатами промысловых испытаний стали два успешных запуска на двух скважинах Ватьеганского месторождения ТПП Повхнефтегаз ООО

«ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь». Акты внедрения приведены в приложении Г.

Данные запуска насосных установок на рисунке 4.11 и таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Скважина №1694Л куст 129 Ватьеганского месторождения запущена 7.04.2017 г. в 17:53

| Время | Qж,<br>м <sup>3</sup> /сут | H <sub>2</sub> O,<br>% | Hдин,<br>м | Pзат,<br>атм | N,<br>об/мин | F,<br>Гц | Pпр,<br>атм | U,<br>В | I, А | Загрузка<br>ПВД, % |
|-------|----------------------------|------------------------|------------|--------------|--------------|----------|-------------|---------|------|--------------------|
| 17-53 | -                          | -                      | 705        | 0            | 2400         | 80       | 83,9        | 397     | 10,7 | 39,7               |
| 17-55 | -                          | -                      | 707        | 0            | 3000         | 100      | 83,9        | 397     | 14,1 | 49,2               |
| 18-22 | -                          | -                      | 709        | 0            | 4440         | 148      | 82,5        | 396     | 21,7 | 67,3               |
| 18-32 | 54                         | 100                    | 709        | 0,1          | 5000         | 166      | 79,9        | 396     | 23,6 | 81,9               |
| 19-12 | 43,2                       | 99                     | 708        | 0,1          | 4500         | 150      | 80,9        | 396     | 18,2 | 59,1               |
| 19-23 | 34                         | 99                     | 710        | 0,2          | 4200         | 140      | 80,9        | 397     | 15,8 | 53                 |

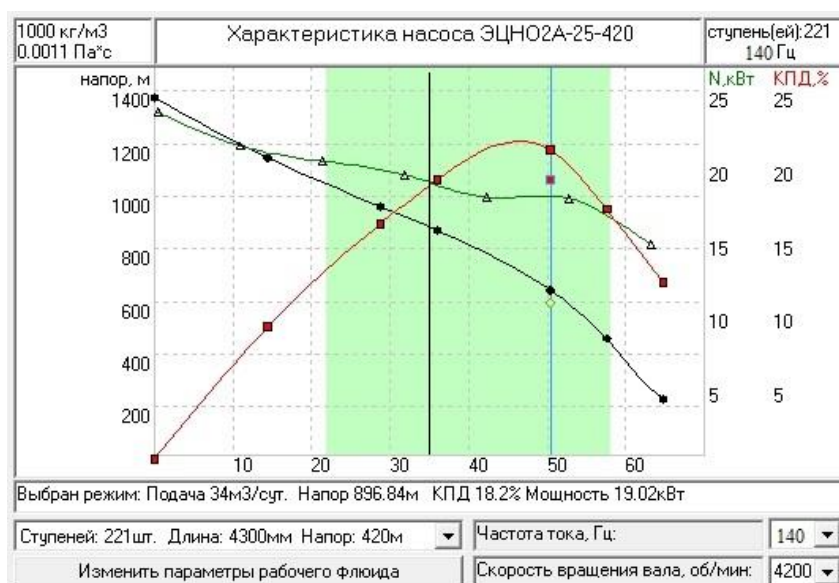


Рисунок 4.11 – Характеристика насоса ЭЦНО2А-25(40)-420, полученная при частоте вращения вала насоса 4200 об/мин

Вывод скважины №630Л куст 26 Ватьеганского месторождения на режим производился с помощью насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 при частоте 4620 об/мин, согласно утвержденной программы методики ОПИ (приложение В). Производительность насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 замерялась с помощью сертифицированной промышленной установки АГЗУ «Спутник». Замеренный дебит с помощью АГЗУ «Спутник» сравнивался с результатами расчета сделанных на сертифицированном ПО «Автотехнолог+Соль» [87], в которую была внесена расходно-напорная характеристика насоса ЭЦНО2А-25(40)-420,

расчетный дебит составил 28 м<sup>3</sup>/сут на воде (100% обводненность продукции), что хорошо коррелируется с данными полученными с помощью АГЗУ «Спутник» (приложение В).

Данные запуска насосных установок на рисунке 4.12 и таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Скважина №630Л куст 26 Ватьеганского месторождения запущена 16.04.2017 г. в 14:40

| Время | Qж,<br>м <sup>3</sup> /сут | H <sub>2</sub> O,<br>% | Hдин,<br>м | Pзат,<br>атм | N,<br>об/мин | F,<br>Гц | Pпр,<br>атм | U,<br>В | I, А | Загрузка<br>ПВД, % |
|-------|----------------------------|------------------------|------------|--------------|--------------|----------|-------------|---------|------|--------------------|
| 14-40 | -                          | -                      | 1090       | 0            | 2400         | 80       | 59,5        | 386     | 12,1 | 44                 |
| 14-42 | -                          | -                      | 1090       | 0            | 3000         | 100      | 59,9        | 383     | 16,5 | 56,6               |
| 15-41 | -                          | -                      | 1093       | 0            | 4500         | 150      | 59,7        | 378     | 21,8 | 64,5               |
| 15-57 | 27                         | 100                    | 1106       | 0            | 4620         | 154      | 59,8        | 378     | 20,2 | 62,8               |
| 16-25 | 36                         | 100                    | 1090       | 0            | 4740         | 158      | 57,8        | 379     | 18,4 | 58,7               |
| 16-32 | 43                         | 100                    | 1090       | 0            | 4980         | 166      | 57,8        | 377     | 19,8 | 62                 |
| 17-12 | 28                         | 100                    | 1106       | 0            | 4620         | 154      | 58,3        | 380     | 17,6 | 57                 |

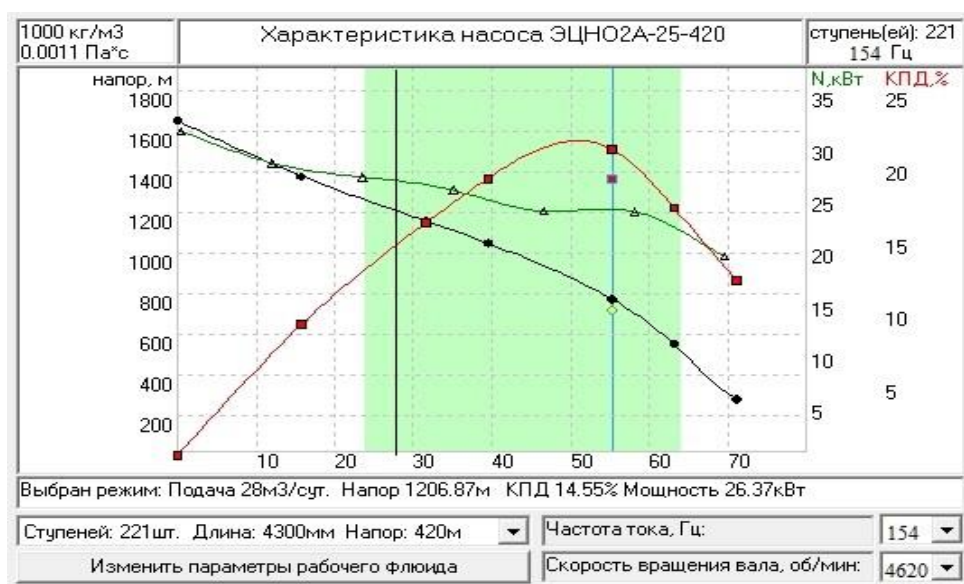


Рисунок 4.12 – Характеристика насоса ЭЦНО2А-25(40)-420, полученная при частоте вращения вала насоса 4620 об/мин

После 27 суток работы на скважине №630Л куст 26 Ватьеганского месторождения произошел отказ установки по причине подклинивания вала насоса. Акт комиссионного разбора представлен в приложении Е. В процессе разбора был выявлен коррозионный и абразивный износ втулок и лопастей рабочих колес, изготовленных из алюминиевого сплава, который мог стать причиной отказа.



#### 4.4 Выводы

По данным, полученным в результате проектирования ступени центробежного насоса по указанной выше методике [74], была изготовлена ступень на 3D принтере.

Получены расходно-напорные характеристики ступени погружного центробежного насоса, изготовленной на 3D принтере и протестированные на горизонтальном стенде ЗАО «НОВОМЕТ-ПЕРМЬ», на вертикальном стенде ОКБ БН и с помощью численного эксперимента в STAR-CCM+.

Проведены испытания ступени электроприводного центробежного насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 с открытыми рабочими колесами на заводском стенде ООО «Ижнефтепласт» и компьютере с использованием программы вычислительной гидродинамики STAR-CCM+. Данные стендовых испытаний обоих насосов верифицированы с данными численного эксперимента, что показало хорошую сходимость, наблюдаемую на сравнительных характеристиках во всех случаях как с открытыми, так и с закрытыми рабочими колесами. В результате сравнения численного эксперимента с данными стендовых испытаний установлено, что погрешность численного эксперимента по сравнению с испытаниями на стенде составляет не более 5%, что позволяет использовать разработанную методику проектирования ступеней центробежного насоса и программу вычислительной гидродинамики STAR-CCM+ как надежный и достаточно точный инструмент построения и оценки эффективности ступеней погружных центробежных насосов как с открытыми, так и с закрытыми рабочими колесами.

На основе данных численных экспериментов в третьей главе представлена спроектированная ступень центробежного насоса с открытыми рабочими колесами ЭЦНО2А-25(40)-420, для которого разработана и утверждена программа и методика промышленных испытаний. Два насоса ЭЦНО2А-20-460 с открытыми рабочими колесами, запущены и выведены на режим на скважинах № 630Л и 169Л Ватьеганского месторождения ТПП

«Повхнефтегаз» ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь». Параметры их работы соответствуют расчетным.

Спроектированное оборудование успешно внедрено и прошло опытно-промышленные испытания согласно утвержденной программе (приложение 3). Отказ одной из установок предположительно был вызван не из-за конструктивных ошибок в проектировании установки, а из-за недостаточной прочности алюминиевого сплава для таких нагрузок и условий работы.

## **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 особенности 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 Ватьеганского 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.

## Литература

1. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. – Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007. – 645 с.
2. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. Энциклопедический справочник. Пермь.: ООО «Пресс-мастер», 2007. – 645 с.
3. Агеев Ш.Р., Карелина Н.И., Дружинин Е.Ю. Условия наибольших наработок погружных лопастных насосов для добычи нефти при повышенном газосодержании на входе – Бурение и нефть, 2004, №11 с.14-17.
4. Агеев Ш.Р., Ляпков П.Д. Влияние масштабного фактора на гидравлический коэффициент полезного действия центробежного насоса
5. Аксёнов Г.И. Работа погружных центробежных насосов на многокомпонентных смесях. – Дисс. канд. техн. наук. – Тюмень, 1971. – 116 с.
6. Алексенский В.А. Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербург-2012.
7. Алямовский А. А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Б. В., Харитонович А. И., Пономарев И. Б. — СПб.:БХВ-Петербург, 2005. 800 с.: ил.
8. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. – СПб.:БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
9. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. — СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 448 с.: ил. + DVD — (Мастер)
10. Аринушкин Л.С., Абрамович Р.Б., Полиновский А.Ю. и др. Авиационные центробежные насосные агрегаты // Под ред. Г.М. Заславского.

– М.: Машиностроение. – 1967. – 256 с.

11. Бадеке К., Градевальд А., Хундт К.-Х. и др. Насосы: Справочное пособие / Под ред. В. Плетнера. – М.: Машиностроение. – 1979. – 502 с.

12. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы.- М.: Машиностроение,1982.-424 с.

13. Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти. – М.: Недра, 1968. – 273 с.

14. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. – М.: Машиностроение. 1989. – 184 с.

15. Брилл Дж.П., Мукерджи Х. Многофазный поток в скважинах. – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2006. – 384 с.

16. Васильев Б.А., Грецов Н.А. Гидравлические машины. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.

17. Васильев В. М. Совершенствование погружных нефтяных центробежных насосов: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва-1984.

18. Визуальное исследование работы центробежного насоса со спиральным направляющим аппаратом при перекачке недиспергированных газожидкостных смесей/ Бажайкин С.Г., Колпаков Л.Г., Володин В.Г., Бикбулатов Э.Х. – Тр./ВНИИСТПнефть, 1976, вып. 16, с. 186-194.

19. Высокооборотные лопаточные насосы /Под редакцией Б.Ф. Овсянникова, В.Ф. Чебаевского. – М.: Машиностроение. 1975. – 336 с.

20. Гарифуллин А.Р., Здольник С.Е. Анализ подбора глубинно-насосного оборудования для скважин с боковыми стволами / Инженерная практика – 2013 - №12 – стр.46-50.

21. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. – М.: Машиностроение. – 1981. – 112 с.

22. Гончаров П. С., Артамонов И. А., ХалитовТ.Ф., Денисихин С. В., Сотник Д. Е. NXA Advanced Simulation. Инженерный анализ. - М: ДМК Пресс, 2012. - 504 с.: ил.

23. ГОСТ 6134-2007, ИСО 9906-1999 Насосы динамические. Методы испытаний.
24. Гринштейн Н.Е. Центробежные насосы с открытыми рабочими колесами для эксплуатации нефтяных скважин. - Дис. канд. техн. наук. - М., 1965. - 155 с.
25. Гусин Н.В. Исследование ступеней центробежных скважных насосов с радиальными отводами, методика их расчета и некоторые вопросы выбора насосных агрегатов.- Автореф. канд.дисс. АПИ имКалинина,1967,с.16.
26. Донской Ю.А. «Один из критериев определения верхнего предела частоты вращения ротора ЭЦН»: Территория нефтегаз, №8, 2007г., с. 68-70.
27. Донской Ю.А., Дарищев А.Ю. «К вопросу об изменении технологических параметров скважины и регулировании работы погружных насосов»: Нефтепромысловое дело, №2, 2008г., с. 47-50.
28. Дроздов А. Н. Влияние числа диспергирующих ступеней на характеристику погружного центробежного насоса. - Нефтепромысловое дело, 1982, №5, с. 19 - 21.
29. Дроздов А. Н. Исследование работы погружного центробежного насоса при откачке газожидкостной смеси. - М.: ГАНГ им. И. М. Губкина, 1994. - 29 с.
30. Дроздов А.Н. Закономерности работы многоступенчатого погружного центробежного насоса на газожидкостных смесях с низкой и высокой пенистостью// «Территория «НЕФТЕГАЗ», 2009, № 6. – с. 86-88.
31. Дроздов А.Н. Технология и техника добычи нефти погружными насосами в осложненных условиях. – М.: МАКС Пресс, 2008. – 312 с.
32. Дроздов А.Н., Сальманов Р.Г. Характеристика погружных лопастных насосов при откачке газожидкостных смесей// Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2009. – № 2. – С. 36–40.
33. Дягелев А.И. Разработка и исследование высокоэффективной проточной полости погружного насоса ЭПН-6.- В кн.Гидромашиностроение. М.-Л.: Машиностроение, 1965, с.45-52 /Труды ЛПИ № 246/.

34. Ершов, С. В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд / С. В. Ершов Харьков: Проблемы машиностроения, 1998. 27 с. [Электронный ресурс] (<http://www.ipmach.kharkov.ua/Journal/1998.htm>).
35. Зайцев Ю. В., Балакиров Ю. А. Добыча нефти и газа. - М.:Недра, 1981.- 384 с.
36. Ивановский В.Н. Анализ существующих методик прогнозирования солеотложения на рабочих органах УЭЦН / Инженерная практика – пилотный выпуск – стр. 8-11.
37. Ивановский В.Н. Максимально и минимально допустимые частоты вращения ротора УЭЦН при регулировании добывных возможностей с помощью частотных преобразователей. Доклад на 12 всероссийской технической конференции «Производство и эксплуатация УЭЦН». Альметьевск, 27-30 сентября 2004г.
38. Ивановский В.Н., Сазонов Ю.А., Сабиров А.А., Соколов Н.Н., Донской Ю.А. «О некоторых перспективных путях развития УЭЦН»: Территория нефтегаз, №5, 2008г., с. 61-63.
39. Ивановский В.Н. Максимально и минимально допустимые частоты вращения ротора УЭЦН при регулировании добывных возможностей с помощью частотных преобразователей. Доклад на 12 всероссийской технической конференции «Производство и эксплуатация УЭЦН». Альметьевск, 27-30 сентября 2004г.
40. Ивановский В.Н. Одновременно-раздельная эксплуатация и «Интеллектуализация» скважин: вчера, сегодня, завтра / Инженерная практика – 2010 - №1 – стр. 4-15.
41. Ивановский В.Н. Основные способы эксплуатации боковых стволов нефтяных скважин / Инженерная практика – 2011 - №9 – стр. 34-38.
42. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., и др. Оборудование для добычи нефти и газа – М., ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002, ч.1,2. – 768 с.



43. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 824 с.
44. Ивановский В.Н., Деговцов А.В., Сабиров А.А., Анализ влияния темпа набора кривизны на габаритные размеры скважинного оборудования для эксплуатации скважин с боковыми стволами// Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2011. – № 4. – С. 72–74.
45. Ивановский В.Н., Деговцов А.В., Сабиров А.А., Поносов Е.А., Красноборов Д.Н. Анализ влияния темпа набора кривизны на габаритные размеры скважинного оборудования для эксплуатации скважин с боковыми стволами // Территория НЕФТЕГАЗ». – 2012. – № 4. – С. 72.
46. Ивановский В.Н., Деговцов А.В., Сабиров А.А., Поносов Е.А., Красноборов Д.Н. К вопросу о создании оборудования для эксплуатации скважин с боковыми стволами // Территория НЕФТЕГАЗ, № 11, 2011.
47. Ивановский В.Н., Кузьмин А.В., Матвеев А.В., Сабиров А.А., Шарапов М.М. О возможности использования алюминиевых сплавов для изготовления ступеней ЭЦН // Оборудование и технологии. – 2017. – № 5. – С. 33–39.
48. Ивановский В.Н., Пекин С.С., Янгулов П.Л. Влияние вязкой жидкости на рабочую характеристику погружных электро- центробежных насосов // «Территория «НЕФТЕГАЗ», 2012, № 9. – с. 49.
49. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Кузьмин А.В. К вопросу о выборе рабочей области характеристики центробежных насосов // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2015. – № 3. – С. 88–92.
50. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Кузьмин А.В. Современные инженерные подходы к проектированию оборудования для добычи нефти и газа // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2014. – № 11. – С. 15–18.
51. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. М.-Л. :Госэнергоиздат,1954, с.316.
52. К анализу рабочих характеристик центробежных погружных

насосов для малодебитных скважин. О.М. Перельман, И.П. Трясцын, Д.Ю. Мельников и др. – Нефтепромысловое дело, 1999, №2.

53. Калан В.А., Петров В.И., Тузов В.Ю. Определение оптимального соотношения между номинальной подачей и подачей максимального КПД для погружных нефтяных насосов// Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2013. – № 3. – С. 42–45.

54. Камалетдинов Р.С., Лазарев А.Б. Обзор существующих методов борьбы с мехпримесями / Инженерная практика – 2010 - №2 – стр.6-13.

55. Каталог «АЛНАС».

56. Каталог «Борец».

57. Каталог «Новомет-Пермь».

58. Киселев И.И., Герман А.Л., Лебедев Л.М., Васильев В.В. Крупные осевые и центробежные насосы: Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1977. – 184 с.

59. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. – М.: Энергоатомиздат. – 1983. – 320 с.

60. Лабораторные курсы гидравлики насосов и гидропередач / Под редакцией С.С. Руднева и Р.Г. Подвига. – М.: Машино-строение, 1974. – 414 с.

61. Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. С. 52-62. DOI: 10.7463/0512.0356070

62. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 6-9.

63. Лопастные насосы. Под редакцией Гряшко Л.П., Папира А.Н. Л.: Машиностроение, 1975. – 430 с.

64. Ляпков П.Д. Диссертация на соискание степени к.т.н. «Анализ некоторых особенностей конструирования и эксплуатации погружных центробежных электронасосов для добычи нефти и методика расчета их рабочих органов», М., ВНИИнефть, 1955 г.

65. Ляпков П.Д., Игrevский В.И., Дроздов А.Н. Работа погружных центробежных насосов на вязких газожидкостных смесях. – Нефтепромысловое дело и транспорт нефти, 1985, № 2, с. 11-14.

66. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15: Учебный курс. — СПб.: Питер, 2011. 400 с.: ил.

67. Максименко В.П. Эксплуатация нефтяного месторождения в осложненных условиях. М.: Недра, 1976, с.239.

68. Машин А.Н. «Профилирование проточной части рабочих колёс центробежных насосов». – М., Московский энергетический институт, 1976г.- 56с.

69. Михайлов А.К. Разработка рабочих органов малогабаритных центробежных насосов с числом оборотов 6000 в минуту.- В кн. Опыт конструирования, изготовления и эксплуатации многоступенчатых насосов. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ,-4, 1968, с.15-17.

70. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. – М.: Машиностроение. 1971. – 303 с.

71. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. - М.: Машиностроение, 1977.- 288 с.

72. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. М. : Энергоатомиздат, 1984. 154 с.

73. Патент РФ № 2014153380, 29.12.2014

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

74. Проектирование и исследование характеристик ступеней

динамических насосов: Учебное пособие / В.Н. Ивановский, А.А. Сабиров, А.В. Деговцов и др. – М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. – 104 с.: ил.

75. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - М.: Машгиз, 1960. - 683 с.

76. Пчелинцев Ю.В. Полёты насосов. – М.: ВНИИОЭНГ, 2003, 392 с.

77. Рабинович А.И. О границе энергоэффективности УЭЦН и УШГН / Инженерная практика – 2012 - №10 – стр.10-13.

78. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования: Учеб. Пособие для вузов/Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович и др.-М.:Недра, 1987.-422 с.

79. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

80. Ропалов В.А. Исследование особенностей работы погружных центробежных насосов на водонефтегазовых смесях. – Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1982. – 194 с.

81. Российский рынок насосного сервиса: текущее состояние и перспективы развития до 2020 года, М.,RPI. 2015г.

82. Руднев С. С, Мелашенко В. И. Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных насосов.//«Труды ВНИИГидромаш», М.,1968, вып. 37.

83. Руднев С.С. методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. 1979.-71 с.

84. Русанов, А. В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах [Электронный ресурс] /А. В. Русанов, С. В. Ершов // Вісник СумДУ, 2005. 8 с. [Электронный ресурс] (<http://visnyk.sumdu.edu.ua/ua/arhiv/2005.html>).

85. Русанов, А. В. Численный метод расчета трехмерного вязкого течения в турбомашине с учетом нестационарного взаимодействия

неподвижных и вращающихся решеток / А. В. Русанов, С. В. Ершов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр.международ. науч.-техн. конф. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 1997. С. 152–157.

86. Сазонов Ю. А. Разработка методологических основ конструирования насосно-эжекторных установок для условий нефтегазовой промышленности: автореф. дис. док. тех. наук.

87. Свидетельство №2011613348 о государственной регистрации программы ЭВМ, сертификат соответствия №ТЭКЕР RU.01-12.H402

88. Соколов Е.В. Моделирование течения жидкости в центробежных насосах / Е. В. Соколов, Д. Т. Анкудинов // Екатеринбург: УГЛТУ, 2005. 5с. [Электронный ресурс] ([http://www.forest.ru/symposium/article/2006/3\\_equipment/sokolov\\_01.htm](http://www.forest.ru/symposium/article/2006/3_equipment/sokolov_01.htm)).

89. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960, 464 с.

90. Технология механизированной добычи нефти / Репин Н.Н., Девликамов В.В., Юсупов О.М., Дьячук А.И. - М.: Недра, 1976. – 175 с.

91. Третьяков О.В., Усенков А.В., Меркушев С.В., Качин Е.В., Деговцов А.В., Опыт эксплуатации скважин с боковыми стволами малого диаметра с помощью струйного насоса // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2014. – № 5. – С. 66–70.

92. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С., Газаров А.Г. «Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин», М. «Недра» 2007 г.

93. Ф. А. Слободкина и др. Течение жидкости в ступени центробежного насоса // Математическое моделирование. Т. 20 № 10. М. 2008. С. 51–62.

94. Федоров А.Е., Худяков Д.А. Опыт применения насосных

установок малого габарита в боковых стволах / Инженерная практика – 2011 - №9 – стр. 40-43.

95. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

96. Шерстюк А. Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. Учеб. Пособие для вузов М, «Высшая школа», 1972, 344 с. с илл.

97. Шерстюк А.Н., Трусилов Н.Н.»Давыдов А.Б. Теоретический напор ступени центробежного микрокомпрессора.- НТРС: Химия и химическое машиностроение, М., 1981, № 6, с.28-29.

98. Якимов С.Б., Завьялов В.В. Виды коррозии корпусов ПЭД ЭЦН на месторождениях ТНК – ВР / Инженерная практика – 2010 - №6 – стр. 48-55.

99. Яременко О.В. Испытания насосов.- М.: Машиностроение, 1976, с , .224.

100. CD-adapco STAR CCM UserGuide 10.02.

101. Gulich J.F (Ed.). Centrifugal Pumps – Second edition. Springer, 2010.

**Приложение А**

(справочное)

Паспорт ЭЦН02А-20-460



**ИЖНЕФТЕПЛАСТ**



*№ 16126939*

**ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫЙ  
НАСОС**

**ЭЦНО2А-20-460**

**(4 м)**

**Опытный промышленный образец**

**ПАСПОРТ**

**ИНП.Г4А.2А.020.5266.000 ПС**

**«Декларация о соответствии:  
ТС № RU Д-RU.AT15.B.00492»**

**1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИЗДЕЛИИ**

1.1 Опытный промышленный образец электродвигательного насоса ЭЦНО2А-20-460 (далее «насос») предназначен для откачки пластовой жидкости из нефтяных скважин.

Насос выполнен в 2А габарите с номинальной подачей 20 м<sup>3</sup>/сут и номинальным напором 460 м с плавающим типом сборки модуль-секций. Насос комплектуется обратным клапаном шарового типа и клапаном сливным. Ступень насоса открытого типа одноопорной конструкции состоит из направляющего аппарата и колеса рабочего. Осевая опора вала вынесена из секции в гидрозашиту. В секциях насоса вдоль оси установлены промежуточные подшипники вала с парой трения «твердый сплав – твердый сплав». Соединение секций 8-ми элементное по типу «фланец – корпус» осуществляется ресурсными винтами (болтами) М8х1. Профиль шлицев вала эвольвентный. Контровка резьбовых соединений головок и оснований модуль-секций производится герметиком УНИГЕРМ-9 ТУ 2257-516-00208947-2009.

Дата выпуска 13.01.2016г.  
 Завод изготовитель: г. Ижевск, ООО «Ижнефтепласт»  
 1.2 Показатели назначения по перекачиваемым средам.  
 Среда – пластовая жидкость смесь нефти, попутной воды, минеральных примесей и нефтяного газа.

**Внимание!**  
 Насос поставляется с упаковочными пробками и крышками, которые при монтаже на скважине необходимо демонтировать.

**2 ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ И ХАРАКТЕРИСТИКИ**

2.1 Параметры насоса на воде плотностью 1000 кг/м<sup>3</sup> при приведенных частотах вращения указаны в таблице 1:

Таблица 1 – Параметры насоса

| Приведенная частота вращения вала, об/мин | Параметры  |       | Значение |
|---|--|-------|----------|
|   | Параметры  |       |          |
| 2910                                      | Номинальная подача, м <sup>3</sup> /сут                  | 20    |          |
|   | Напор при номинальной подаче, м                          | 460   |          |
|   | Мощность при номинальной подаче, кВт                     | 8,4   |          |
|   | Рабочая зона при номинальной подаче, м <sup>3</sup> /сут | 12-30 |          |
| 5800                                      | Номинальная подача, м <sup>3</sup> /сут                  | 40    |          |
|   | Напор при номинальной подаче, м                          | 1830  |          |
|   | Мощность при номинальной подаче, кВт                     | 66,5  |          |
|   | Рабочая зона при номинальной подаче, м <sup>3</sup> /сут | 24-60 |          |

2.2 Габаритные присоединительные размеры приведены в приложении А.  
 2.4 Количество ступеней насоса – 221 шт.  
 2.5 Масса насоса, не более – 95 кг.  
 2.6 Результаты прямо-сдаточных испытаний модуль-секций приведены в протоколах испытаний секций ЭЦН (приложение В).

**3 КОМПЛЕКТ ПОСТАВКИ**

Изделия, входящие в комплект поставки насоса, указаны в таблице 2, документы – в таблице 3.

Таблица 2 – Изделия, входящие в комплект поставки насоса

| Обозначение и наименование изделия                             | Кол-во | Заводской номер |
|--|--------|-----------------|
| 1 ИНПН.Г4А.2А.020.5266.000 Насос ЭЦНО2А-20-460                 | 1      | 1612 6939       |
| 1.1 ИППН.715123.014-15 Вал                                     | 1      | 1614 0008       |
| 1.2 ИППН.611186.008 Основание                                  | 1      | 1610 0002       |
| 1.3 ИППН.753154.004 Головка                                    | 1      | 1610 0172       |
| 1.4 эвНМр2А.1.100.100 Модуль входной эвМВИК2А.1                | 1      | 1612 763373     |
| 1.5 ИППН.713571.002 Переходник                                 | 1      | 1610 0003       |
| 2 КА105.00.00.000-01 Шариковый обратный клапан ШОК 60-175МО-01 | 1      | 1610 00286      |
| 3 ИППН.306577.031.000 Клапан сливной КС.060                    | 1      | 1610 0217       |

Таблица 3 – Документы, входящие в комплект поставки насоса

| Обозначение и наименование документа  | Кол-во |
|---|--------|
| 1 ИНПН.Г4А.2А.020.5266.000 ПС Паспорт на насос                              | 1      |
| 2 КА105.00.00.000-01 ПС Паспорт на шариковый обратный клапан                | 1      |
| 3 Сертификат качества на шариковый обратный клапан КА105.00.00.000-01       | 1      |
| 4 ИППН.306577.031.000 ПС Паспорт на клапан сливной                          | 1      |
| 5 Сертификат качества на клапан сливной ИППН.306577.031.000                 | 1      |
| 6 Компакт-диск с конструкторской и эксплуатационной документацией СД1701005 | *      |
| 7 Упаковочный лист  | 1      |

\* 1 диск поставляется на разовую партию.

**4 СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПРИЕМКЕ**

Электродвигательный насос ЭЦНО2А-20-460 изготовлен и принят в соответствии с действующей технической документацией и признан годным для эксплуатации.

Дата приемки 19.12.16  
 ОТК «Ижнефтепласт», месяц, год  
 (Подпись)

**5 СВЕДЕНИЯ О КОНСЕРВАЦИИ И УПАКОВКЕ**

Электродвигательный насос ЭЦНО2А-20-460 подвергнут консервации и упакован в соответствии с действующей технической документацией.

5.1 Свидетельство о консервации насоса

Дата консервации 29.12.2016г.  
 ОТК «Ижнефтепласт», месяц, год  
 (Подпись)

ОТК «Ижнефтепласт», месяц, год  
 (Подпись)

5.2 Свидетельство об упаковке насоса

Дата упаковки 13.01.2017г.  
 ОТК «Ижнефтепласт», месяц, год  
 (Подпись)

ОТК «Ижнефтепласт», месяц, год  
 (Подпись)

**6 ЗАМЕНА И РЕМОНТ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Таблица 4 – Сведения о замене и ремонте при эксплуатации

| Дата | Проведенный ремонт | Должность, фамилия и подпись ответственного лица |
|------|--------------------|--|
|      |                    |  |

**7 УЧЕТ РАБОТЫ НАСОСА**

Таблица 5 – Учет работы насоса

| Месяц/год | 20__ | 20__ | 20__ | 20__ | 20__ | 20__ |
|-----------|------|------|------|------|------|------|
| Январь    |      |      |      |      |      |      |
| Февраль   |      |      |      |      |      |      |
| Март      |      |      |      |      |      |      |
| Апрель    |      |      |      |      |      |      |
| Май       |      |      |      |      |      |      |
| Июнь      |      |      |      |      |      |      |
| Июль      |      |      |      |      |      |      |
| Август    |      |      |      |      |      |      |
| Сентябрь  |      |      |      |      |      |      |
| Октябрь   |      |      |      |      |      |      |
| Ноябрь    |      |      |      |      |      |      |
| Декабрь   |      |      |      |      |      |      |

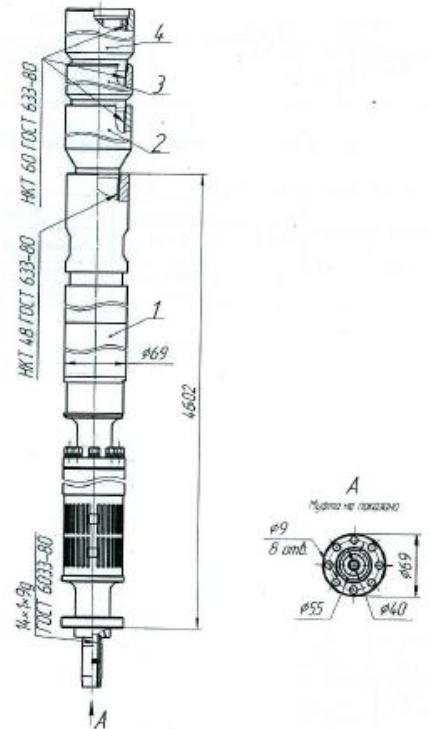
**8 ОСОБЫЕ ОТМЕТКИ**

10.1 Проведение замеров при входном контроле следует выполнять в следующей последовательности:

- 10.1.1 Насос расположить в горизонтальном положении;
- 10.1.2 Контролировать вылет вала (размер А) согласно приложению Б.

**Приложение А**

Габаритные и присоединительные размеры



Размеры для справок

Рисунок А.1 – Габаритные и присоединительные размеры, где:  
 1 – насос; 2 – переходник; 3 – клапан обратный; 4 – клапан сливной.



### Приложение Б

Схема контроля вылета вала



Рисунок Б.1 – Схема контроля вылета вала (размер А)

Таблица Б.1 – Значение вылета вала

| Насос ЭЦНО2А-20-460 | Размер | Положение вала при замере | Значение, мм |             |
|---------------------|--------|---------------------------|--------------|-------------|
|                     |        |                           | Номинальное  | Фактическое |
| Зав. №:             | А      | правое                    | 31±1         | 31,0        |
|                     |        | левое                     | 17±1         | 17,7        |

### Приложение В

Результаты испытаний модуль-секций насоса

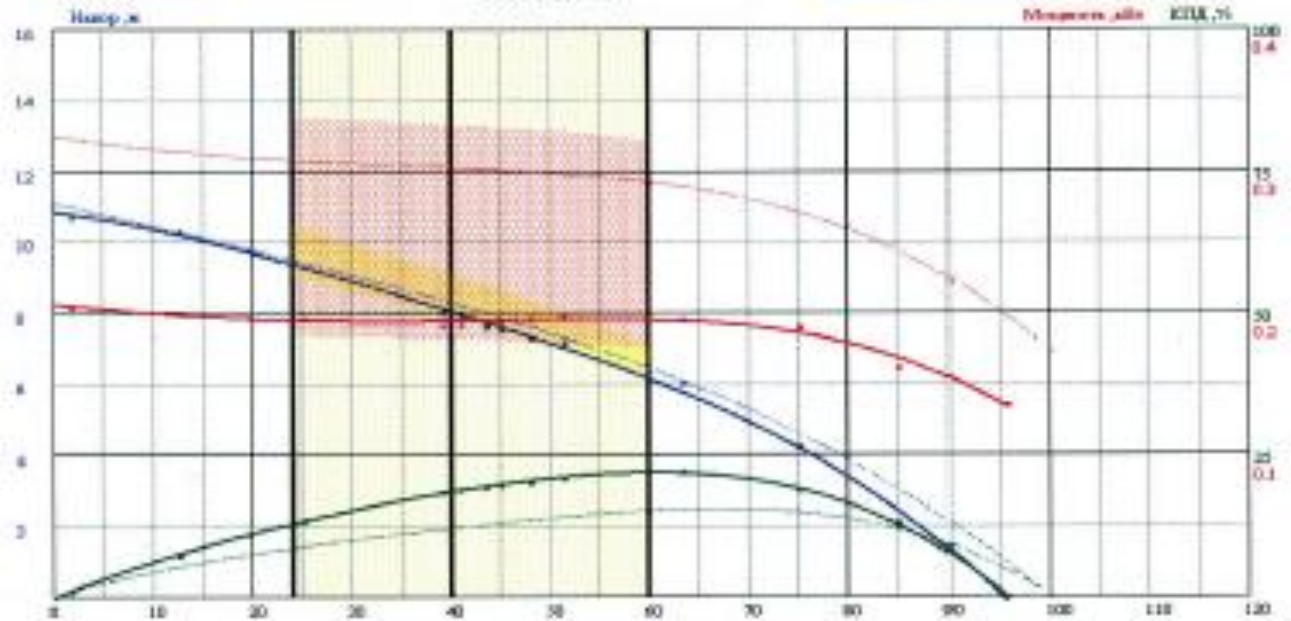
Станд. испытания ЭЦН ар-м ЗАО «ИЖНЕФТЕПЛАСТ»



## Протокол испытания секции ЭЦН

Тест №19759

ИЖНЕФТЕПЛАСТ



|                              |                     |  |                     |          |  |
|------------------------------|---------------------|--|---------------------|----------|--|
| Дата теста                   | 29.12.2016 14:12:35 |  | Напор, м            |          |  |
| Типоразмер                   | ЭЦН02А-20           |  | Длина ЭЦН, м        | 4        |  |
| Производитель ЭЦН            | Ижнефतेпласт        |  | Количество ступеней | 221      |  |
| Группа ЭЦН                   |                     |  | Заводской номер     | 16126939 |  |
| Предел текучести воды, кг/мм |                     |  | Вид сборки          | Новый    |  |

|                      | Сравнительная таблица параметров |        |              | КПД           |        |              | Отклонение   |       |      |
|----------------------|----------------------------------|--------|--------------|---------------|--------|--------------|--------------|-------|------|
|                      | Напор, м                         |        | Отклонение % | Мощность, кВт |        | Отклонение % | эталон насос |       | %    |
| Левая гр. 24м³/сут.  | 9.5                              | 9.38   | -1.23        | 0.3077        | 0.1952 | -36.56       | 0.086        | 0.129 | 50.1 |
| Номинат 40м³/сут.    | 8.29                             | 8.06   | -2.82        | 0.3026        | 0.1947 | -35.66       | -0.121       | 0.186 | 53.5 |
| Правая гр. 60м³/сут. | 6.45                             | 6.14   | -4.86        | 0.2925        | 0.1954 | -33.2        | -0.152       | 0.219 | 45.3 |
| Номинат (100 ст.)    | 829.09                           | 805.72 | -2.82        | 30.26         | 19.47  | -35.66       | -0.121       | 0.186 | 53.5 |

Отклонения по напору приведены с учетом допуска на высоту.

Таблица снятых замеров

| Точка | Скорость<br>обр./мин | Q<br>м³/сут. | H(ст)<br>метров | P(ст)<br>кВт | H<br>метров | P<br>кВт | КПД<br>% |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|--------------|-------------|----------|----------|
| 1     | 2911                 | 95.66        | 0               | 0.14         | 0           | 30.04    | 0        |
| 2     | 2911                 | 84.99        | 2.13            | 0.16         | 470.19      | 35.8     | 13       |
| 3     | 2912                 | 75.12        | 4.25            | 0.19         | 940.04      | 42.11    | 19       |
| 4     | 2911                 | 63.3         | 6.04            | 0.2          | 1533.58     | 43.28    | 22       |
| 5     | 2911                 | 51.29        | 7.19            | 0.2          | 1589.35     | 43.79    | 21       |
| 6     | 2910                 | 47.97        | 7.33            | 0.2          | 1619.04     | 43.4     | 21       |
| 7     | 2910                 | 47.97        | 7.31            | 0.2          | 1614.8      | 43.31    | 21       |
| 8     | 2911                 | 44.95        | 7.53            | 0.19         | 1664.96     | 42.93    | 20       |
| 9     | 2913                 | 43.51        | 7.63            | 0.19         | 1685.82     | 42.87    | 20       |
| 10    | 2910                 | 40.96        | 7.88            | 0.19         | 1741.54     | 42.43    | 19       |
| 11    | 2912                 | 39.1         | 8.04            | 0.19         | 1776.63     | 42.38    | 18       |
| 12    | 2911                 | 35.19        | 9.32            | 0.2          | 2060.32     | 43.45    | 13       |
| 13    | 2911                 | 19.68        | 9.77            | 0.2          | 2158.98     | 43.62    | 11       |
| 14    | 2912                 | 12.67        | 10.29           | 0.2          | 2275.01     | 44.12    | 8        |
| 15    | 2910                 | 1.75         | 10.74           | 0.2          | 2372.63     | 45.14    | 1        |

В таблице указаны высота, напор и мощность пересчитанные на плотность жидкости 1000кг/м³ и номинальную частоту вращения 5890 об/мин. Насос тестировался в горизонтальном положении.

Таблица отбраковочных параметров

Напор  
Мощность  
КПД  
Выбраши  
Оператор

Годеи  
Годеи  
Годеи  
Годеи  
Годеи  
Мерзляков

ОТК «ИНП»  
Гдегито

Станд. испытаниями ЭЦН арм. ЗАО ИЖНЕФТЕПЛАСТ



Протокол испытания секции ЭЦН  
Тест №19759  
Заводской номер 16126939

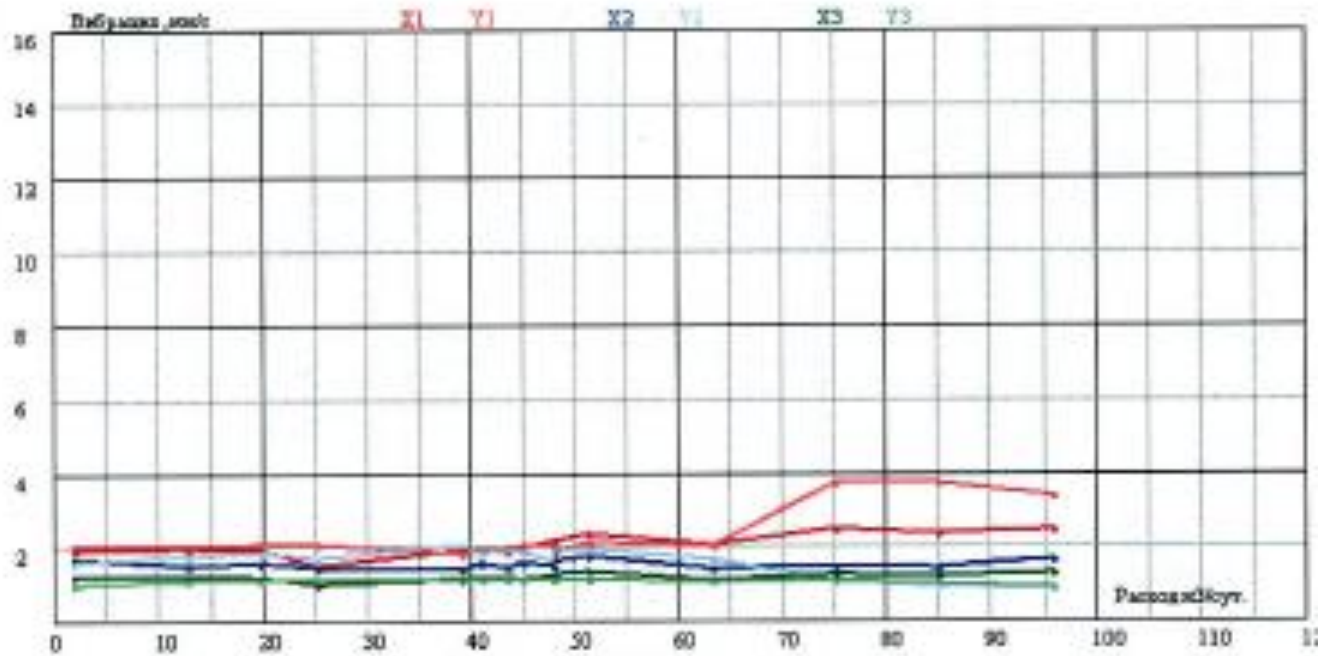


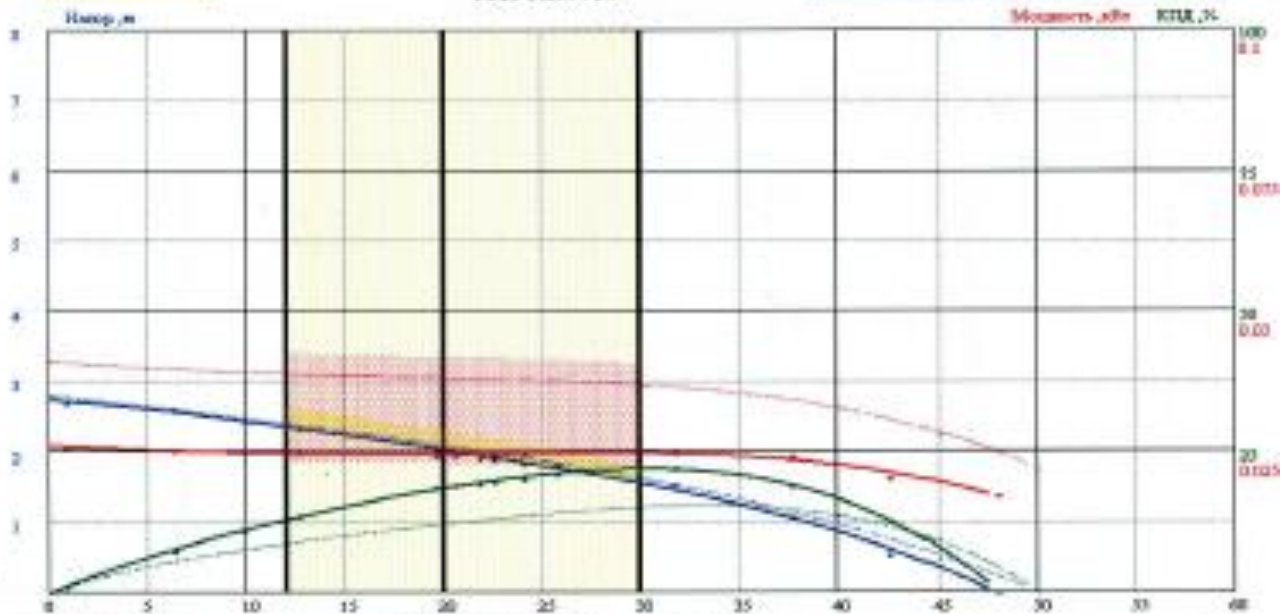
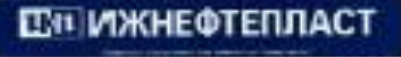
Таблица сырых замеров вибрации, мм/с

| Расход, м | X1   | Y1   | X2   | Y2   | X3   | Y3   |
|-----------|------|------|------|------|------|------|
| 48        | 2.49 | 3.4  | 1.68 | 0.89 | 1.33 | 0.93 |
| 41        | 2.38 | 3.74 | 1.47 | 0.94 | 1.23 | 1.02 |
| 38        | 2.51 | 3.74 | 1.51 | 1.08 | 1.28 | 1.11 |
| 32        | 2.07 | 2.04 | 1.45 | 1.68 | 1.12 | 1.11 |
| 26        | 2.38 | 2.15 | 1.77 | 1.96 | 1.38 | 1.13 |
| 24        | 2.17 | 1.85 | 1.64 | 1.97 | 1.3  | 1.13 |
| 24        | 2.18 | 2.04 | 1.52 | 1.63 | 1.26 | 1.15 |
| 23        | 1.99 | 2.05 | 1.62 | 1.88 | 1.16 | 1.16 |
| 22        | 1.98 | 1.89 | 1.47 | 1.98 | 1.19 | 1.15 |
| 21        | 1.91 | 1.97 | 1.59 | 1.83 | 1.2  | 1.16 |
| 20        | 1.92 | 1.82 | 1.43 | 2.08 | 1.16 | 1.18 |
| 13        | 1.51 | 2.08 | 1.47 | 1.71 | 1.01 | 1.12 |
| 10        | 1.94 | 2.08 | 1.6  | 1.86 | 1.22 | 1.13 |
| 6         | 1.98 | 2.05 | 1.54 | 1.79 | 1.25 | 1.12 |
| 1         | 1.94 | 2.05 | 1.71 | 1.62 | 1.27 | 1.01 |

Страна изготовления ЭЦН: г.р.ч. ЗАО «ИЖТЕПЛО»



### Протокол испытания секции ЭЦН Тест №19759



|                               |                     |  |  |                     |          |  |  |
|-------------------------------|---------------------|--|--|---------------------|----------|--|--|
| Дата теста                    | 29.12.2016 14:12:35 |  |  | Напор, м            | 4        |  |  |
| Типоразмер                    | ЭЦН02А-20           |  |  | Длина ЭЦН, м        | 221      |  |  |
| Производитель ЭЦН             | Ижнефтепласт        |  |  | Количество ступеней | 16126939 |  |  |
| Группа ЭЦН                    |                     |  |  | Заводской номер     | Новый    |  |  |
| Предел текучести масла, кг/мм |                     |  |  | Вид сборки          |          |  |  |

|                      | Напор, м |        |       | Сравнительная таблица параметров |        |        | КПД    |       |      | Отклонение |       |   |
|----------------------|----------|--------|-------|----------------------------------|--------|--------|--------|-------|------|------------|-------|---|
|                      | эталон   | насос  | %     | эталон                           | насос  | %      | эталон | насос | %    | эталон     | насос | % |
| Левая гр. 12м³/сут.  | 2.4      | 2.36   | -1.66 | 0.0389                           | 0.0247 | -36.56 | 0.086  | 0.129 | 49.2 |            |       |   |
| Номинал 20м³/сут.    | 2.69     | 2.03   | -2.87 | 0.0382                           | 0.0246 | -35.66 | 0.121  | 0.185 | 53.4 |            |       |   |
| Правая гр. 30м³/сут. | 1.62     | 1.55   | -4.16 | 0.0369                           | 0.0247 | -33.18 | 0.151  | 0.219 | 46.2 |            |       |   |
| Номинал (100 ст.)    | 209.13   | 203.12 | -2.87 | 3.82                             | 2.46   | -35.66 | 0.121  | 0.185 | 53.4 |            |       |   |

Отклонения по напору приведены с учетом допуска на погреш.

Таблица снятых замеров

| Точка | Скорость<br>обр./мин. | Q<br>м³/сут. | H(ст)<br>метры | P(ст)<br>кВт | H<br>метры | P<br>кВт | КПД<br>% |
|-------|-----------------------|--------------|----------------|--------------|------------|----------|----------|
| 1     | 2911                  | 48           | 0              | 0.02         | 0          | 3.79     | 0        |
| 2     | 2911                  | 42.64        | 0.54           | 0.02         | 118.36     | 4.52     | 13       |
| 3     | 2912                  | 37.69        | 1.07           | 0.02         | 216.83     | 5.32     | 19       |
| 4     | 2911                  | 31.76        | 1.52           | 0.02         | 316.2      | 5.47     | 22       |
| 5     | 2911                  | 25.73        | 1.81           | 0.03         | 400.08     | 5.53     | 21       |
| 6     | 2910                  | 24.07        | 1.84           | 0.02         | 407.56     | 5.48     | 21       |
| 7     | 2910                  | 24.07        | 1.84           | 0.02         | 406.49     | 5.47     | 21       |
| 8     | 2911                  | 22.55        | 1.9            | 0.02         | 419.12     | 5.42     | 20       |
| 9     | 2913                  | 21.83        | 1.92           | 0.02         | 424.37     | 5.41     | 20       |
| 10    | 2910                  | 20.55        | 1.98           | 0.02         | 438.39     | 5.36     | 19       |
| 11    | 2912                  | 19.62        | 2.02           | 0.02         | 447.23     | 5.35     | 18       |
| 12    | 2911                  | 12.64        | 2.35           | 0.02         | 518.64     | 5.49     | 13       |
| 13    | 2911                  | 9.88         | 2.46           | 0.02         | 543.47     | 5.51     | 11       |
| 14    | 2912                  | 6.36         | 2.59           | 0.03         | 572.68     | 5.57     | 8        |
| 15    | 2910                  | 0.88         | 2.7            | 0.03         | 597.26     | 5.7      | 1        |

В таблице указаны падение, напор и мощность пересчитанные на плотность жидкости 1000кг/м³ и номинальную частоту вращения 2910 об/мин. Насос тестируется в горизонтальном положении.

Напор  
Мощность  
КПД  
Вибрация  
Оператор

Таблица отбраковочных параметров

Годев  
Годев  
Годев  
Годев  
Годев  
Мерляков



Страна: Россия, компания: ЭЭП, адрес: ЗАО «МЭСТРА»



Протокол испытания секции ЭЦН  
Тест №19759  
Заводской номер 16126939

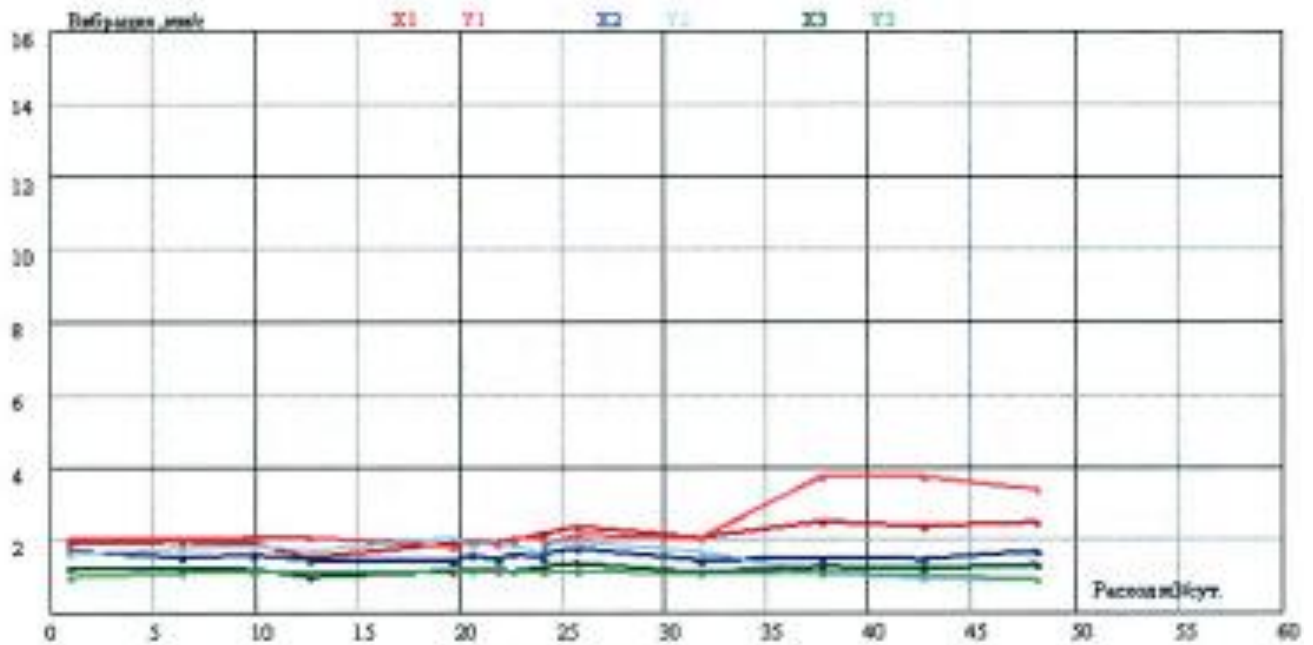


Таблица снятых замеров вибрации, мм/с

| Расход, м³ | X1   | Y1   | X2   | Y2   | X3   | Y3   |
|------------|------|------|------|------|------|------|
| 48         | 2,49 | 3,4  | 1,68 | 0,89 | 1,31 | 0,93 |
| 43         | 2,38 | 3,74 | 1,47 | 0,94 | 1,23 | 1,02 |
| 38         | 2,51 | 3,74 | 1,51 | 1,08 | 1,28 | 1,11 |
| 32         | 2,07 | 2,04 | 1,45 | 1,68 | 1,12 | 1,11 |
| 26         | 2,38 | 2,15 | 1,77 | 1,96 | 1,38 | 1,13 |
| 24         | 2,17 | 1,85 | 1,64 | 1,97 | 1,3  | 1,13 |
| 24         | 2,18 | 2,04 | 1,52 | 1,63 | 1,26 | 1,15 |
| 23         | 1,99 | 2,05 | 1,62 | 1,88 | 1,16 | 1,16 |
| 22         | 1,98 | 1,89 | 1,47 | 1,98 | 1,19 | 1,15 |
| 21         | 1,91 | 1,97 | 1,59 | 1,83 | 1,2  | 1,16 |
| 20         | 1,92 | 1,82 | 1,43 | 2,08 | 1,16 | 1,18 |
| 13         | 1,51 | 2,08 | 1,47 | 1,71 | 1,01 | 1,12 |
| 10         | 1,94 | 2,08 | 1,6  | 1,86 | 1,22 | 1,13 |
| 6          | 1,98 | 2,05 | 1,54 | 1,79 | 1,25 | 1,12 |
| 1          | 1,94 | 2,05 | 1,71 | 1,62 | 1,27 | 1,01 |



## Клапан сливной КС.060 НППН.306577.031.000 ПС Паспорт

### 1. Назначение

Клапан сливной КС.060 (далее клапан) предназначен для удаления пластовой жидкости из колонны НКТ при демонтаже оборудования из скважины.

### 2. Технические характеристики

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| Пропускная способность           | до 800 м <sup>3</sup> /сут.             |
| Рабочее давление                 | 250 кгс/см <sup>2</sup>                 |
| Материал корпуса                 | Сталь 40Х ГОСТ 4543-71                  |
| Материал штуцера                 | Латунь Л63 ГОСТ 15527-70                |
| Испытан гидравлическим давлением | 300 кгс/см <sup>2</sup>                 |
| Присоединительные размеры:       |   |
| верхний конец                    | резьба муфты НКТ 60 ГОСТ 633-80         |
| нижний конец                     | резьба трубы гладкой НКТ 60 ГОСТ 633-80 |
| Габаритные размеры:              |   |
| диаметр                          | 76,2 мм                                 |
| длина                            | не более 180, мм                        |
| Масса                            | не более 3,3 кг                         |
| Покрытие корпуса                 | отсутствует                             |

### 3. Комплектность

- |  |       |
|--|-------|
| 1. Клапан сливной КС.060 (НППН.306577.031.000 -СБ) | 1 шт. |
| 2. Паспорт (НППН.306577.031.000 ПС)                | 1 шт. |

### 4. Устройство и работа клапана

Клапан представляет собой стальной цилиндрический корпус, на концах которого выполнена резьба для монтажа его в колонну НКТ. Внутри корпуса установлен штуцер спускной латунного исполнения. Штуцер спускной крепится в корпусе посредством резьбы М 20х 1,5. Для герметичности клапана при установке штуцера надевается резиновое уплотнительное кольцо 018-024-36-2-2 ГОСТ 18829-73.

После остановки насоса для демонтажа колонны НКТ пластовая жидкость стоит в колонне заперта обратным клапаном. Для слива жидкости за пределы колонны НКТ в скважину методом сброса опускают обводной лем. Который в свою очередь при динамическом взаимодействии с штуцером производит слом последнего вследствие чего внутри штуцера открывается отверстие через которое с течением времени производится слив жидкости. Слом штуцера производится в строго определенном сечении, в котором нанесена проточка (резантиср напряжений). Для предотвращения вне планового слома штуцера при динамическом ударе жидкости, на выше скважиную проточку устанавливают демпфирующее кольцо 013-016-19-2-2 ГОСТ 18829-73.

### 5. Монтаж и подготовка к работе

Перед монтажом необходимо освободить клапан от упаковочного материала, снять защитные колпачки. Клапан монтировать в колонну НКТ не менее одной секции НКТ выше клапана обратного. Отклонение оси клапана от вертикали должно быть не более 60 градусов.

После спуска насоса на заданную глубину произвести опрессовку НКТ и клапана давлением не более 3...4 МПа на буфере фонтанной арматуры.

### 6. Указания мер безопасности

При эксплуатации клапана руководствоваться требованиями безопасности в соответствии с ГОСТ Р 52543-2006 «Гидроприводы объемные. Требования безопасности».

### 7. Свидетельство о приемке

Клапан сливной КС.060 № 0217 изготовлен, испытан гидравлическим давлением 30 МПа, принят в соответствии с действующей технической документацией и признан годным для эксплуатации.

### 8. Гарантийные обязательства

Предприятие-изготовитель гарантирует соответствие качества клапана требованиям технической документации при соблюдении потребителем правил эксплуатации и хранения. Гарантийный срок хранения 5 лет, гарантийный срок эксплуатации 12 месяцев с момента запуска в работу или 24 месяца с момента отгрузки.



Дата выпуска «30» октября 2016г.

ОТК

*[Подпись]*  
подпись

30.10.2016г.



## Протокол испытаний

№ 0217

от «30» октября 2016 г.

Клапан сливной КС.060 НПН.306577.031.000СБ зав. № 0217  
 испытан гидравлическим давлением:

300 кгс/см<sup>2</sup> - выдержано.

Принят в соответствии с действующей технической документацией и  
 признан годным для эксплуатации.

Испытатель



Бронников Д.Н.  
 российский инженер

Контролер ОТК

Калугина М.А.  
 российский инженер



## Протокол испытаний

№ 00216

от «17» октября 2016 г.

Шариковый обратный клапан ШОК 60-175МО-01 КА105.00.00.000-01СБ  
зав. №1610 00216 испытан гидравлическим давлением:

15 кгс/см<sup>2</sup> в течение 5 мин - выдержано,

50 кгс/см<sup>2</sup> в течение 5 мин - выдержано,

250 кгс/см<sup>2</sup> в течение 5 мин - выдержано.

Принят в соответствии с действующей технической документацией и признан годным для эксплуатации.

Испытатель



подпись

Бронников Д.Н.

расшифровка подписи

Контролер ОТК

подпись

Калугина М.А.

расшифровка подписи




**СЕРТИФИКАТ (ПАСПОРТ) КАЧЕСТВА № 2813**

Изготовитель-Продавец  
 ООО НПФ «АВУС»  
 426006, УР,  
 г. Ижевск  
 ул. Телегина, 30/590  
 тел./факс 8 (3412) 609-567

Наименование товара Клапан сливной КС.060  
 НППН.306577.031.000  
 Область применения Нефтяная промышленность  
 Покупатель ООО «Ижнефтепласт» г. Ижевск  
 Дата отгрузки 31.10.2016г.  
 Количество 4 шт.

| Свидетельство о приемке |                       | Участок - изготовитель |                     |                          |
|-------------------------|-----------------------|------------------------|---------------------|--------------------------|
| Обозначение             | Наименование          | Номер партии           | Количество в партии | Дата/подпись и штамп ОТК |
| НППН.306577.031.000     | Клапан сливной КС.060 | -                      | 4 шт.               |                          |
| Номер извещения         |                       | Номер решения          |                     |                          |

| Данные о материале    |                 |               | Копии сертификатов хранятся на заводе |                |
|-----------------------|-----------------|---------------|---------------------------------------|----------------|
| Детали об. единицы    | Марка материала | ГОСТ или ТУ   | Покрытие изделия                      | Номер паспорта |
| Штуцер                | Латунь Л 63     | ГОСТ 15527-70 | .                                     |                |
| Корпус                | Сталь 40Х       | ГОСТ 4543-71  | Хим. фос.прм.                         |                |
| Кольцо 013-016-19-2-2 | Резина          | ГОСТ18829-73  | -                                     |                |
| Кольцо 018-024-36-2-2 | Резина          | ГОСТ18829-73  | -                                     |                |
|                       |                 |               |                                       |                |
|                       |                 |               |                                       |                |

**Заключение ОТК:**

Указанная в сертификате продукция соответствует действующим стандартам, техническим условиям и техническим требованиям чертежа.

Начальник ОТК \_\_\_\_\_



«31» октября 2016г.


**СЕРТИФИКАТ КАЧЕСТВА № 2697**

Изготовитель-Продавец  
 ООО НПФ «АВИС»  
 426006, УР,  
 г. Ижевск  
 ул. Телегина, 30/590  
 тел./факс 8 (3412) 609-567

Наименование товара Шариковый обратный клапан  
 ШОК 60-175МО-01 КА 105.00.00.000-01 СБ  
 Область применения Нефтяная промышленность  
 Покупатель ООО «Ижнефтепласт» г. Ижевск  
 Дата отгрузки 18.10.2016г.  
 Количество 2 шт.

| Свидетельство о приемке |   | Участок - изготовитель |                     |                           |
|-------------------------|---|------------------------|---------------------|---------------------------|
| Обозначение             | Наименование                              | Номер заказа           | Количество в партии | Дата, подпись и штамп ОТК |
| КА 105.00.00.000-01 СБ  | Шариковый обратный клапан ШОК 60-175МО-01 |                        | 2 шт.               | 18.10.2016г.<br>          |
| Номер извещения         |   | Номер решения          |                     |                           |

| Данные о материале       |                    |             | Копии сертификатов хранятся у поставщика |                  |
|--------------------------|--------------------|-------------|--|------------------|
| Детали об. единицы       | Шифр детали        | Материал    | ГОСТ или ОСТ на материал                 | Твердость детали |
| Корпус                   | КА 105.00.00.001   | Сталь 40Х   | ГОСТ 4543-71                             | 28...34 НRCэ     |
| Клетка                   | КА 105.00.00.003   | Сталь 40Х13 | ГОСТ 5632-72                             | 32...36 НRCэ     |
| Гайка                    | КА 105.00.00.006   | Сталь 40Х13 | ГОСТ 5632-72                             | 32...36 НRCэ     |
| Клапанная пара SS V8-175 | КА 05.05.00.003    |             |  |                  |
| -Седло                   | КА 05.00.00.002-03 | Сталь 96Х18 | ГОСТ 5632-72                             | 52...56 НRC      |
| -Шар                     | КА 05.00.00.001-03 | Сталь 96Х18 | ГОСТ 5632-72                             | 58...65 НRC      |
| Кольцо стопорное         | КА 105.00.00.002   | Сталь 40Х13 | ГОСТ 5632-72                             | 40...44 НRC      |

| Дополнительные данные          | Значения   |
|--------------------------------|--|
| Вид покрытия корпуса           | Хим. фос. прм.   |
| Масса изделия                  | 3,7 Кг.  |
| Пропускная способность клапана | До 370 м <sup>3</sup> /сут.  |
| Гидравлические испытания       | 15 кг/см <sup>2</sup> – выдержано<br>50 кг/см <sup>2</sup> – выдержано<br>250 кг/см <sup>2</sup> – выдержано |

**Заключение ОТК:**

- Указанная в сертификате продукция соответствует действующим стандартам, техническим условиям и признана годной для эксплуатации.

 Начальник ОТК
 

 «18» октября 2016г.
 

**Приложение Б**

(рекомендуемое)

**Программа опытно-промышленных испытаний**

СОГЛАСОВАНО

Заместитель генерального  
директора-директор Филиала  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени



В.В. Шкандратов

2017 г.

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель генерального  
директора-главный инженер  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

А.С. Голованев

2017 г.

**ПРОГРАММА**

**опытно-промышленных испытаний насосов ЭЦНО2А-25(40)-420  
разработанных РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина  
на месторождениях ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»**

СОГЛАСОВАНО

Начальник отдела добычи  
нефти и газа  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

И.Г. Хасанов

2017 г.

Проректор РГУ нефти и  
газа (НИУ) имени И.М. Губкина



А.В. Мурадов

2017 г.

Первый заместитель генерального  
директора-главный инженер  
ООО «ЛУКОЙЛ ЭЛУ Сервис»

А.В. Ткач

2017 г.

Заместитель директора филиала  
по научной работе  
в области добычи нефти и газа  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени

А.Е. Бортников

2017 г.

2017 г.

Срок опытно-промышленных испытаний насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 устанавливается продолжительностью 180 суток с момента запуска скважины, с подъемом и комиссионным разбором установок при снижении подачи на 25 % от установившейся после вывода на режим и 50 % от номинальной производительности насоса. Допускается производить подсчет общей наработки на отказ в случае преждевременного подъема установки с подконтрольным Оборудованием (в отношении каждого насоса), если подъем произошел не по вине подконтрольного Оборудования. В случае отказа срок ОПИ приостанавливается на время ремонта.

## **5. Методика проведения работ**

5.1. Входной контроль насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 осуществляется ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» согласно методикам входного контроля принятым на предприятии. Присутствие представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени на входном контроле является обязательным. При отсутствии возможности проведения входного контроля элемента оборудования (отсутствие технологии или оборудования) фактом подтверждающим работоспособность оборудования являются протоколы технического испытания, предоставленные РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. Вызов представителей осуществляет ТПП «Повхнефтегаз» путем направления писем не позднее 5 суток до начала проведения входного контроля, с указанием сроков проведения входного контроля.

5.2. Монтаж осуществляют специалисты ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» в присутствии представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени, присутствие представителей на спуске ГНО так же является обязательным. Вызов представителей осуществляет ТПП «Повхнефтегаз» путем направления писем не позднее 5 суток до начала проведения монтажа, с указанием сроков проведения монтажа.

5.3. Пробный запуск и вывод скважины на режим осуществляется специалистами ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» и ЦДНГ ТПП «Повхнефтегаз» в присутствии представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени. При этом фиксируются основные рабочие показатели, которые записываются в Журнал наблюдений (Приложение 1).

5.4. Контроль за эксплуатацией оборудования осуществляет ЦДНГ ТПП «Повхнефтегаз» в соответствии с регламентами, СТП принятыми в ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

5.5. На период ОПИ ЦДНГ ТПП «Повхнефтегаз» обеспечивает контроль за параметрами работы скважины и оборудования, с занесением данных в электронную шахматку и в Журнал наблюдений (Приложение 1). Контроль и занесение рабочих показателей системы «скважина-насосная установка» в Журнал наблюдений производится раз в 15 минут в течение 2 часов после вывода скважины на режим и изменении параметров работы оборудования, а во время эксплуатации на установившемся режиме 1 раз в 12 часов.

Во время ОПИ рабочие параметры ЭЦН2А-25(40)-420 должны изменяться за счет изменения частоты вращения ротора насосной установки. Первоначальная частота вращения, выбранная на основании подбора оборудования к конкретной скважине используется в течение 7-10 суток после вывода на режим. После устойчивой работы системы «скважина-насосная установка» в течение 10 суток частота вращения ротора установки увеличивается на 10 %. Изменение частоты вращения должно проводиться плавно, со скоростью возрастания частоты вращения не более, чем на 50 об/мин за 10 минут. После каждых 10 минут перехода на новую частоту вращения основные рабочие показатели заносятся в Журнал наблюдений.

На новой (+10 % от первоначальной) частоте вращения система «скважина-насосная установка» должна проработать 10 суток.

Через 10 суток устойчивой работы системы «скважина-насосная установка» частота вращения ротора установки снова увеличивается на 10 %.

Указанные операции повторяются до достижения максимально допустимой частоты вращения вала насоса.

Максимальная частота вращения ротора насосной установки ограничена частотой в 5800 об/мин (указана в Паспорте насоса ЭЦН2А-25(40)-420).

5.6. При возникновении осложнений в процессе подконтрольной эксплуатации оборудования, ТПП «Повхнефтегаз» привлекает специалистов РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени. Вызов представителей осуществляет ТПП «Повхнефтегаз» путем направления писем не позднее 3 суток с момента возникновения осложнений.

5.7. С целью совместного контроля и оценки эффекта от внедрения оборудования, РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиал ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени, по согласованию с ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь», проводит анализ на

основе данных, предоставленных ТПП «Повхнефтегаз». Данные для анализа работы предоставляются по электронной почте на адрес РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени – еженедельно.

## **6. Подъем и разбор оборудования**

6.1. Подъем ГНО и демонтаж проводится в соответствии с «Регламентом расследования оборудования, не отработавшего гарантийный срок» принятым в ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

6.2. Демонтаж подконтрольного Оборудования производит ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» в присутствии представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени. Вызов представителей осуществляет ТПП «Повхнефтегаз» путем направления писем не позднее 3-х суток до начала проведения демонтажа, с указанием сроков проведения демонтажа.

6.3. Контрольный разбор оборудования проводится на производственной базе ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» в присутствии представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени. Вызов представителей осуществляет ТПП «Повхнефтегаз» путем направления писем не позднее 3-х суток до начала проведения расследования, с указанием сроков проведения расследования.

6.4. Результаты разбора подконтрольного Оборудования оформляются трехсторонним Актом расследования причин преждевременного выхода из строя Оборудования и направляются в адрес РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени в течение 2 рабочих дней после составления акта.

6.5. При необходимости, по решению комиссии ревизия насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 производится на базе ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» с участием представителей РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени, в случае отсутствия возможности проведения ревизии, оборудование вывозится на завод изготовитель.

## **7. Оформление результатов опытно-промышленной эксплуатации**

7.1. Вся информация о результатах опытно-промышленных испытаний оборудования является конфиденциальной и может быть представлена третьим лицам только с письменного согласия ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь», ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис», РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени.

7.2. Акты оформляются:

7.2.1. После входного контроля, монтажа, запуска, ВНР и демонтажа каждой установки с насосом ЭЦНО2А-25(40)-420;

7.2.2. Через 180 суток со дня запуска;

7.2.3. В случае преждевременного выхода из строя каждой установки с насосом ЭЦНО2А-25(40)-420 или при подъеме установки по достижению наработки 180 суток.

7.2.4. По результатам комиссионного разбора установки.

7.3. На основании актов, указанных в п.7.2 ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» совместно с РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиалом ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени оформляют итоговый акт о завершении испытаний, служащий основанием для выдачи заключения о результатах проведения ОПИ насосов ЭЦНО2А-25(40)-420, производства РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина на месторождениях ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь». Заключение готовит ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» и направляет в адрес РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина и Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени в течение 10 суток после оформления итогового протокола о проведении ОПИ.

7.4. Филиал ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени по завершению ОПИ, предоставляет ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» отчет о проведении опытно-промышленных испытаний, в том числе выдачу рекомендаций по дальнейшему применению подконтрольного оборудования.

## 8. Контактная информация

Контактные телефоны технических специалистов, участвующих в промысловых испытаниях:

**Представители ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»:**

**Бикбулатов Олег Валерьевич** – Ведущий инженер отдела добычи нефти и газа. Тел.: (34667) 6-12-39; e-mail: [Oleg.Bikbulatov@lukoil.com](mailto:Oleg.Bikbulatov@lukoil.com);

**Представители РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина:**

**Кузьмин Антон Вячеславович** – ведущий инженер лаборатории скважинных насосных установок. Тел.: (499) 507-80-23; e-mail: [ant1932@yandex.ru](mailto:ant1932@yandex.ru)

**Представители ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени:**

**Захаров Илья Владимирович** – Начальник отдела техники и технологии добычи нефти и газа. Тел.: (3452) 545-179; e-mail: [ZaharovIV@tmn.lukoil.com](mailto:ZaharovIV@tmn.lukoil.com);

**Шляпчинский Александр Владимирович** – Ведущий инженер отдела техники и технологии добычи нефти и газа. Тел.: (34667) 65-350; e-mail: [ShlyapchinskiyAV@nipi.ws.lukoil.com](mailto:ShlyapchinskiyAV@nipi.ws.lukoil.com);

Ведущий инженер ОДНиГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

Бикбулатов О.В.

Ведущий специалист ОТиТДНиГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени

Шляпчинский А.В.

РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М.  
Губкина

Кузьмин А.В.



## Приложение 1.

**Журнал наблюдений**

В Журнал заносятся следующие данные:

1. Дата и время проведения замеров;
2. Номер скважины, куст, цех ДНГ, месторождение;
3. Дебит жидкости, обводненность;
4. Давление на приеме насоса, давление на буфере, давление в затрубном пространстве;
5. Активная мощность потребляемая установкой;
6. Рабочие токи и напряжения по фазам на высокой и низкой стороне трансформатора;
7. Частота вращения ротора насосной установки;
8. Динамический уровень.

Таблица Журнала наблюдений

| № п/п | Дата замеров | Адрес скважины | Qж, м3/сут | Qг, м3/сут | Pвх, МПа | Pбуф, МПа | Pзатр, МПа | Ндин, м |
|-------|--------------|----------------|------------|------------|----------|-----------|------------|---------|
|       |              |                |            |            |          |           |            |         |
|       |              |                |            |            |          |           |            |         |

Продолжение таблицы Журнала наблюдений

| № п/п | Дата замеров | Nкт, кВт | I1, А | I2, А | I3, А | U1, В | U2, В | U3, В | n, об/мин | В, % |
|-------|--------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|------|
|       |              |          |       |       |       |       |       |       |           |      |
|       |              |          |       |       |       |       |       |       |           |      |

## Приложение В

(рекомендуемое)

Акты внедрения

АКТ

внедрения насоса УЭЦНО2А-25(40)-420 разработки  
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина

Мы, нижеподписавшиеся  
Ведущий инженер инженер-технолог  
ЦДНГ-5 (В) ТПП Повхнефтегаз Сулейманов А.Р.  
Ведущий инженер ОТиТДНИГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени Шляпчинский А.В.  
Ведущий инженер РГУ нефти и газа  
(НИУ) имени И.М. Губкина Кузьмин А.В.

Составили настоящий акт о том, что 06-07.04.2017 г. на скважине № 1694Л куст 129 Ватьеганского месторождения ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» произвели монтаж и запуск в работу УЭЦНО2А-25(40)-420 в составе:

Станция управления: Новомет 03 зав. № 120900743;

Двигатель: ПВЭДН40-81,102 зав. № 1209.035501;

Модуль смещения: МСН69/2-01 зав. № 130601920;

Гидрозащита: ГЗНМ-69/2-00-04 зав. № Н130501641;

Насос: ЭЦНО2А-25(40)-420 зав. № 16126938;

Центратор: ЦС-114 № 140100471;

Длина кабеля: 1690 м.

Глубина спуска: 1659 м.

Скважина запущена в работу 07.04.2017 г в 17-53.

| Время | Ож.<br>м <sup>3</sup> /сут | Н <sub>2</sub> O,<br>% | Нлин.<br>м | Рзат.<br>атм | N,<br>об/мин | F,<br>Гц | Рпр.<br>атм | U,<br>В | I, А | Загрузка<br>ПВД, % |
|-------|----------------------------|------------------------|------------|--------------|--------------|----------|-------------|---------|------|--------------------|
| 17-53 | -                          | -                      | 705        | 0            | 2400         | 80       | 83,9        | 397     | 10,7 | 39,7               |
| 17-55 | -                          | -                      | 707        | 0            | 3000         | 100      | 83,9        | 397     | 14,1 | 49,2               |
| 18-22 | -                          | -                      | 709        | 0            | 4440         | 148      | 82,5        | 396     | 21,7 | 67,3               |
| 18-32 | 54                         | 100                    | 709        | 0,1          | 5000         | 166      | 79,9        | 396     | 23,6 | 81,9               |
| 19-12 | 43,2                       | 99                     | 708        | 0,1          | 4500         | 150      | 80,9        | 396     | 18,2 | 59,1               |
| 19-23 | 34                         | 99                     | 710        | 0,2          | 4200         | 140      | 80,9        | 397     | 15,8 | 53                 |

По согласованию с РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина установлена частота тока 140 Гц (4200 об/мин), параметры работы стабильные.

Ведущий инженер инженер-технолог  
ЦДНГ-5 (В) ТПП Повхнефтегаз Сулейманов А.Р.  
Ведущий специалист ОТиТДНИГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени Шляпчинский А.В.  
Ведущий инженер РГУ нефти и газа  
(НИУ) имени И.М. Губкина Кузьмин А.В.

АКТ  
внедрения насоса УЭЦНО2А-25(40)-420 разработки  
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина

Мы, нижеподписавшиеся  
Ведущий инженер инженер-технолог  
ЦДНГ-5 (В) ТПП Повхнефтегаз  
Ведущий инженер ОТиГДНиГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени  
Ведущий инженер РГУ нефти и газа  
(НИУ) имени И.М. Губкина

Сулейманов А.Р.

Шляпчинский А.В.

Кузьмин А.В.

Составили настоящий акт о том, что 15-16.04.2017 г. на скважине № 630Л куст 26 Ватьеганского месторождения ТПП Повхнефтегаз ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» произвели монтаж и запуск в работу УЭЦНО2А-25(40)-420 в составе:

Станция управления: Новомет 03 зав. № 130501058;

Двигатель: ПВЭДН40-81,102 зав. № 1311.05581;

Модуль смещения: МСН69/2-01 зав. № 121001756;

Гидрозащита: ГЗНМ-69/2-00-04 зав. № 120902778;

Насос: ЭЦНО2А-25(40)-420 зав. № 1612693;

Центратор: ЦС-114 № 1401004721;

Длина кабеля: 2015 м.

Глубина спуска: 1660 м.

Скважина запущена в работу 16.04.2017 г в 14-40.

| Время | Ож.<br>м <sup>3</sup> /сут | Н <sub>2</sub> O,<br>% | Ндин,<br>м | Рзат.<br>атм | N,<br>об/мин | F,<br>Гц | Рпр.<br>атм | U,<br>В | I, А | Загрузка<br>ПВД, % |
|-------|----------------------------|------------------------|------------|--------------|--------------|----------|-------------|---------|------|--------------------|
| 14-40 | -                          | -                      | 1090       | 0            | 2400         | 80       | 59,5        | 386     | 12,1 | 44                 |
| 14-42 | -                          | -                      | 1090       | 0            | 3000         | 100      | 59,9        | 383     | 16,5 | 56,6               |
| 15-41 | -                          | -                      | 1093       | 0            | 4500         | 150      | 59,7        | 378     | 21,8 | 64,5               |
| 15-57 | 27                         | 100                    | 1106       | 0            | 4620         | 154      | 59,8        | 378     | 20,2 | 62,8               |
| 16-25 | 36                         | 100                    | 1090       | 0            | 4740         | 158      | 57,8        | 379     | 18,4 | 58,7               |
| 16-32 | 43                         | 100                    | 1090       | 0            | 4980         | 166      | 57,8        | 377     | 19,8 | 62                 |
| 17-12 | 28                         | 100                    | 1106       | 0            | 4620         | 154      | 58,3        | 380     | 17,6 | 57                 |

По согласованию с РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина установлена частота тока 154 Гц (4620 об/мин), параметры работы стабильные.

Ведущий инженер инженер-технолог  
ЦДНГ-5 (В) ТПП Повхнефтегаз  
Ведущий специалист ОТиГДНиГ  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени  
Ведущий инженер РГУ нефти и газа  
(НИУ) имени И.М. Губкина

Сулейманов А.Р.

Шляпчинский А.В.

Кузьмин А.В.

## Приложение Г

(справочное)

### Параметры работы двигателя установки

| Дата       | Время    | Номер скважины | Частота тока двигателя<br>F(Гц) | Ток двигателя фазы А<br>Ia(A) | Ток двигателя фазы В<br>Ib(A) | Ток двигателя фазы С<br>Ic(A) | Напряжение двигателя<br>Uдв(В) | Коэффициент мощности двигателя<br>Cos | Загрузка двигателя<br>% | Активная мощность двигателя<br>Pакт(кВт) | Полная мощность двигателя<br>Pполн(кВА) | Давление на приёмном насосе<br>Pвх(МПа) | Температура на приёмном насосе<br>Tвх(°C) |
|------------|----------|----------------|---------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|--|---|---|---|
| 07.04.2017 | 19:23:42 | 1694           | 139,9                           | 15,7                          | 16,5                          | 15,7                          | 826                            | 0,876                                 | 53                      | 23,42                                    | 26,74                                   | 8,092                                   | 62  |
| 07.04.2017 | 19:23:43 | 1694           | 140                             | 15,6                          | 16,4                          | 15,6                          | 827                            | 0,882                                 | 53                      | 23,42                                    | 26,54                                   | 8,092                                   | 62  |
| 07.04.2017 | 19:23:44 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,5                          | 15,4                          | 826                            | 0,876                                 | 52,6                    | 23,24                                    | 26,54                                   | 8,092                                   | 62  |
| 07.04.2017 | 19:23:45 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,5                          | 15,4                          | 826                            | 0,876                                 | 52,6                    | 23,4                                     | 26,54                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:46 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,3                          | 15,3                          | 829                            | 0,886                                 | 52,8                    | 23,4                                     | 26,42                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:47 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,3                          | 15,3                          | 828                            | 0,884                                 | 52,8                    | 23,34                                    | 26,4                                    | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:48 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,3                          | 15,4                          | 828                            | 0,882                                 | 52,8                    | 23,34                                    | 26,46                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:49 | 1694           | 139,9                           | 15,5                          | 16,2                          | 15,4                          | 826                            | 0,877                                 | 52,1                    | 23                                       | 26,24                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:50 | 1694           | 140                             | 15,8                          | 16,2                          | 15,4                          | 826                            | 0,875                                 | 52,3                    | 23,09                                    | 26,39                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:51 | 1694           | 140                             | 15,8                          | 16,5                          | 15,4                          | 825                            | 0,87                                  | 52,3                    | 23,09                                    | 26,55                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:52 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,5                          | 15,7                          | 826                            | 0,881                                 | 53,3                    | 23,57                                    | 26,76                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:23:53 | 1694           | 140                             | 15,7                          | 16,5                          | 15,7                          | 825                            | 0,878                                 | 53,1                    | 23,48                                    | 26,73                                   | 8,092                                   | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:38:55 | 1694           | 140                             | 15,8                          | 16,3                          | 15,4                          | 826                            | 0,879                                 | 52,7                    | 23,29                                    | 26,5                                    | 8,09                                    | 62,2                                      |
| 07.04.2017 | 19:53:57 | 1694           | 140                             | 15,9                          | 16,5                          | 15,6                          | 827                            | 0,879                                 | 53,3                    | 23,6                                     | 26,86                                   | 8,097                                   | 62,5                                      |
| 07.04.2017 | 20:08:58 | 1694           | 140,1                           | 16,5                          | 17,2                          | 16,1                          | 837                            | 0,88                                  | 55,3                    | 24,88                                    | 28,28                                   | 8,09                                    | 62,5                                      |

## Приложение Д

(справочное)

### Акт комиссионного разбора

#### Акт

Комиссионного разбора ГНО от 18.05.2017

|               |                    |                   |             |
|---------------|--------------------|-------------------|-------------|
| Заказчик      | ТНП «Повхнефтегаз» | Дата монтажа      | 15.04.2017  |
| Месторождение | Ватьеганское       | Дата запуска      | 16.04.2017  |
| Куст          | 26                 | Дата остановки    | 13.05.2017  |
| Скважина      | 630Л               | Отработано суток  | 27          |
| Установка     | ЭЦНО2А-20-450      | Причина остановки | Клин насоса |
| Собственник   | ТНП «Повхнефтегаз» | Дата демонтажа    | 15.05.2017  |

| Результаты демонтажа УЭЦН: |  |
|----------------------------|--|
| ЭЦН                        | Вращение валов: в/с – тугое с подклижкой. Состояние шлицевых муфт – норма.   |
| Газосепаратор              | Состояние приемной сетки – чистая. Вращение – норма.   |
| Г/З                        | Опрессовка ПЭД-ГЗ – герметично. Состояние масла – светлое.   |
| ПЭД                        | R – 2000 МОм, Y- 2,7 Ом. Вращение вала – есть. Состояние масла – светлое.  |
| Кабель                     | R – 2000x2000x2000 МОм, «звезда» есть, состояние видимой части кабеля – удовлетворительное. Намотка на барабан – удовлетворительная. |
| Доп.оборуд                 | ОК – забит 90%; СК – штуцер сбит, ШУ – забит 20%.  |
| Примечание                 |  |

#### Результаты разбора узлов УЭЦН в ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис»:

| ЭЦНО2А-20-450     | № 16126939   | нов | НОВОМЕТ |
|-------------------|--|-----|---------|
| Результат разбора | В/с: Мойка наружная. Корпус норма. Вращение вала тугое с заеданиями. Люфта вала нет. Шлицевые части вала в норме. Проходные каналы верхнего подшипника чистые. Рабочие органы: Коррозионный и абразивный износ лопаток рабочих колес до разрушения по всей длине. В нижней части секции, на расстоянии 1,5 метра 4 направляющих аппарата имеют следы коррозионного налета на внешней и внутренней поверхностях. В 3 ступенях отсутствуют головки антов крепления диафрагмы направляющего аппарата. |     |         |





Примечание: Три комплекта направляющих аппаратов переданы для исследования представителям «ЦОНИК им. И.М. Губкина»

Подписи членов комиссии:

|   |  |                  |
|---|--|------------------|
| Инженер ОДННГ<br>ТПП «Повхнефтегаз»                               |  | З.З. Габдуллин   |
| Инженер - технолог 1 категории<br>СНПА ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ<br>Сервис» |  | О. Н. Масakov    |
| Ведущий инженер ООО «Лукойл-<br>Западная Сибирь»                  |  | О.В. Бихбулатов  |
| Инженер ООО «ЦОНИК им. И.М.<br>Губкина»                           |   | А.В. Кузьмин     |
| Инженер ООО «Когалым<br>НИПИнефть»                                |   | А.В. Шляпчинский |

## Приложение Е

(справочное)

Методика проектирования

Общество с ограниченной ответственностью  
«Центр образования, науки и культуры  
имени И.М.Губкина»

УТВЕРЖДАЮ:  
Зам. генерального директора  
ООО «ЦОНИК имени И.М. Губкина»

 Пекин С.С.

« 28 »  2016 г.



**МЕТОДИКА**  
проектирования ступеней погружных ~~непастных~~  
насосов для добычи нефти  
(центробежных, диагональных)  
МП-СТ01-16

От РГУ нефти и газа имени  
И.М. Губкина:

Зав. лаб. СЧУ для добычи нефти  
Доценту, к.т.н.  
 Сабилов А.А.

Инженер лаб. СЧУ для добычи нефти

 Кузьмин А.В.

От ООО «ЦОНИК имени  
И.М. Губкина:

Нач. научно-технического отдела  
к.т.н.  
 Деговцов А.В.

г. Москва, 2016 год

## Оглавление

|   |     |
|---|-----|
| 1. Методика расчёта и проектирования рабочего колеса и направляющего аппарата ступени центробежного насоса малой и средней быстроходности. .... | 161 |
| 1.1. Движение жидкости в рабочем колесе. ....   | 161 |
| 1.2. Упрощение расчетной модели лопастных насосов. ....   | 165 |
| 1.3. Теоретический напор. ....  | 169 |
| 1.4. Коэффициент полезного действия насоса. ....  | 171 |
| 1.5. Определение основных геометрических и кинематических параметров рабочего колеса. Проектирование по статистическим данным. ....             | 176 |
| 1.6. Уточняющий расчет геометрии колеса. ....   | 186 |
| 1.7. Профилирование лопасти. ....   | 187 |
| 1.8. Профилирование цилиндрических лопастей. ....   | 189 |
| 1.9. Примерное расположение входной кромки в меридиональной плоскости. ....   | 193 |
| 1.10. Расчет направляющего аппарата тихоходного насоса и профилирование лопатки. ....   | 194 |
| 2. Диагональные центробежные ступени ЭЦН. Особенности конструкции и работы. ....  | 198 |
| 2.1. Эскизное проектирование меридионального сечения рабочего колеса. ....  | 200 |
| 2.2. Профилирование лопасти рабочего колеса. Уточнение эскиза меридионального сечения. ....   | 203 |
| 2.3. Проектирование полуосевого направляющего аппарата. ....  | 213 |
| 3. Пример расчета радиальной рабочей ступени центробежного насоса. ....   | 218 |
| 3.1. Определение основных геометрических параметров рабочего колеса. ....   | 218 |
| 3.2. Профилирование лопасти колеса ступени ЭЦН. ....  | 221 |
| 3.3. Расчет направляющего аппарата ЭЦН и профилирование его лопатки. ....   | 222 |



## 1. Методика расчёта и проектирования рабочего колеса и направляющего аппарата ступени центробежного насоса малой и средней быстроходности.

Расчет лопастного колеса центробежного насоса ведется по заданным значениям подачи  $Q$ , напора  $H$  и числа оборотов  $n$ , имеет целью определение размеров проточной части и ведется для воды.

Основной задачей проектирования в настоящее время является повышение гидравлического коэффициента полезного действия (КПД) насоса. Эта задача может решаться разными способами, однако есть общие для всех насосов необходимые условия достижения высокого КПД: гладкие, обтекаемые поверхности каналов и правильные размеры и пропорции главных органов насоса - рабочего колеса и направляющего аппарата.

### 1.1. Движение жидкости в рабочем колесе.

Рабочими органами лопастных насосов является решетка лопастей, называемая также лопастным аппаратом. В качестве примера рассмотрим решетку лопастей центробежного насоса. Рассечем лопастный аппарат плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, и получим на ней сечения лопастей (профили), образующие круговую решетку (рис. 1.1).

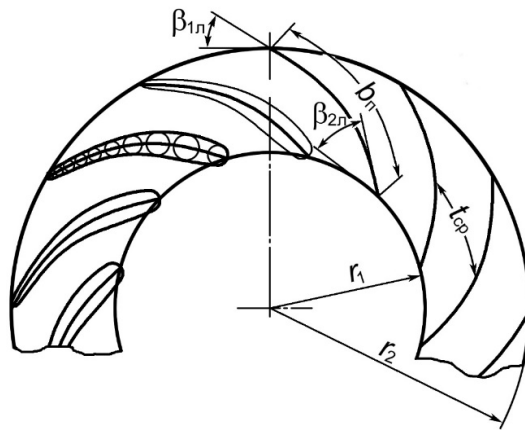


Рис. 1.1. Круговая решетка лопастей

Передняя сторона профиля лопасти насосного колеса по направлению его вращения называется лицевой стороной, а противоположная сторона – тыльной. Край профиля со стороны набегания потока называется входной кромкой, а противоположная – выходной кромкой. Входная кромка обычно скруглена, а выходная скошена. Профиль лопасти может иметь постоянную или переменную толщину, быть искривленным или прямым. Профилирование лопасти обеспечивает повышение КПД, а упрощение формы (плоская лопасть) – удешевление изготовления.

Для характеристики профиля лопастей применяют следующие термины:

- *средняя линия профиля* – кривая, проведенная через центры вписанных в профиль окружностей;
- *длина профиля  $b_{\text{п}}$*  – длина средней линии профиля;
- *отношение радиусов  $r_2/r_1$  (диаметров  $D_2/D_1$ )* выходных и входных кромок рабочих лопастей;
- *число лопастей  $z$* ;
- *углы наклона лопастей*:
  - *входной угол наклона лопастей  $\beta_{1\text{л}}$*  – угол, образованный касательной к начальной точки средней линии профиля и касательной в этой же точке к окружности входных кромок;
  - *выходной угол наклона лопастей  $\beta_{2\text{л}}$*  – угол, образованный касательной к конечной точки средней линии профиля и касательной в этой же точке к окружности выходных кромок лопастей;
- *средний шаг  $t_{\text{ср}}$*  – расстояние между соседними средними линиями профиля, измеренные по окружности среднего радиуса:

$$t_{\text{ср}} = 2\pi r_{\text{ср}} / z = \pi(r_1 + r_2) / z \quad (1.1)$$

- *относительный шаг*  $\bar{t}_{cp}$  – отношение среднего шага  $t_{cp}$  к длине профиля  $b_{п}$ :

$$\bar{t}_{cp} = t_{cp}/b_{п} \quad (1.2)$$

Средняя линия профиля может быть кривой произвольного вида. Форма средней линии профиля полностью определяет основные гидравлические свойства профиля. Влияние формы средней линии профиля в конкретной решетке характеризуется через углы наклона лопастей и относительный шаг.

Проточная часть лопастного насоса образуется стенками подвода, лопастного колеса и отвода. Стенки подвода и отвода неподвижны, движение жидкости относительно этих стенок будет абсолютным. Рабочее колесо совершает вращательное движение, которое является переносным, а движение жидкости относительно стенок межлопастных каналов – относительным. Анализ кинематики движения жидкости целесообразно проводить методом построения планов скоростей, известным из курса теоретической механики. В теории лопастных машин план скоростей чаще называют *треугольником скоростей*. При этом абсолютная скорость  $\vec{c}$  в области рабочего колеса является векторной суммой относительной скорости  $\vec{w}$  и переносной  $\vec{u}$ .

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (1.3)$$

Если расстояние рассматриваемой частицы жидкости от оси насоса равно  $r$ , то величина переносной (окружной) скорости равна  $u = \omega r$ .

В силу осевой симметрии колес лопастных насосов, а, следовательно, и процессов, которые происходят в лопастных насосах, наиболее удобной координатной системой для анализа потока в лопастных машинах является цилиндрическая. В цилиндрической системе координат положение точки определяется радиусом  $r$ , углом  $\varphi$  и координатой  $z$  (рис. 3.2).

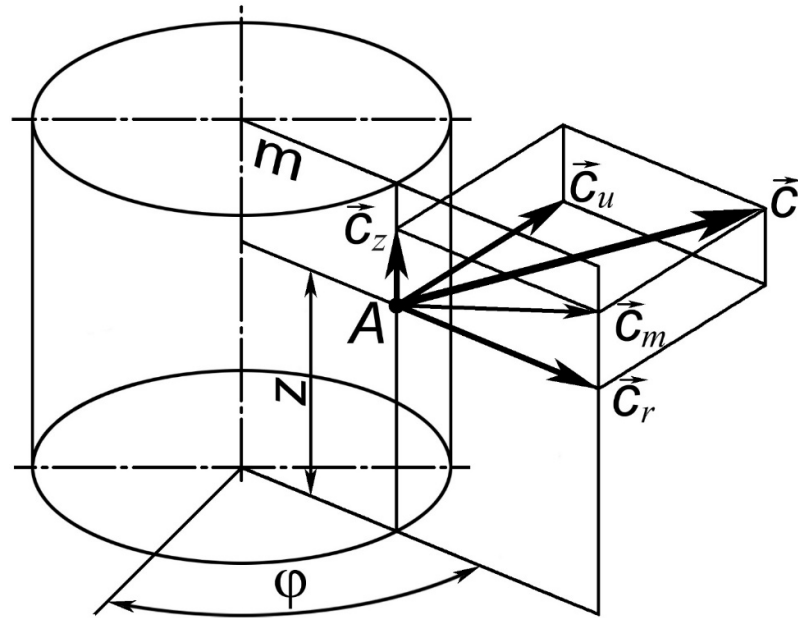


Рис. 1.2. Цилиндрическая координатная система

В этой системе координат вектор абсолютной скорости будет геометрической суммой взаимно ортогональных компонент:

$$\vec{c} = \vec{c}_r + \vec{c}_u + \vec{c}_z \quad (1.4)$$

Сумма радиальной и осевых составляющих носит название меридиональной составляющей:

$$\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_z \quad (1.5)$$

$$\vec{w}_m = \vec{w}_r + \vec{w}_z \quad (1.6)$$

Эта компонента скорости лежит в меридиональной плоскости, проходящей через ось вращения рабочего колеса. Направление окружной скорости нормально меридиональной плоскости, так что в плане скоростей  $u$  перпендикулярно  $c_m$  (соответственно  $w_m$ ).

С учетом выражения (3.4) можно записать:

$$\vec{c} = \vec{c}_m + \vec{c}_u \quad (1.7)$$

$$\vec{w} = \vec{w}_m + \vec{w}_u \quad (1.8)$$

Угол между направлением абсолютной скоростью и направлением окружной скорости обозначается  $\alpha$ , угол между направлением относительной скорости и направлением, обратным направлению окружной скорости, обозначим  $\beta$ .

Таким образом абсолютное движение жидкости в межлопастном канале складывается из двух: переносного и относительного. Переносное движение — это вращение вместе с колесом с окружной скоростью  $u = \omega r$ , направленной перпендикулярно к радиусу  $r$ .

## 1.2. Упрощение расчетной модели лопастных насосов

Как было показано, реальный поток жидкости в проточной части лопастного насоса существенно неравномерный по окружности. Так же реальный поток неравномерен и по ширине колеса. Также имеют место вихревые течения у поверхностей, ограничивающих проточную часть и за кромками каждой из лопастей.

В качестве контрольных сечений в лопастном насосе примем сечения 1-1 на входе в лопастной аппарат рабочего колеса и 2-2 на выходе лопастного аппарата рабочего колеса (рис. 1.3). В этих сечениях фактически существует неустановившееся поля скоростей и давлений.

Аналитический расчет вихревых течений во всех подробностях применительно к проточной части лопастных насосов наталкивается пока на непреодолимые трудности. Поэтому в инженерной практике используются расчеты, базирующиеся на различных упрощениях и допущениях.

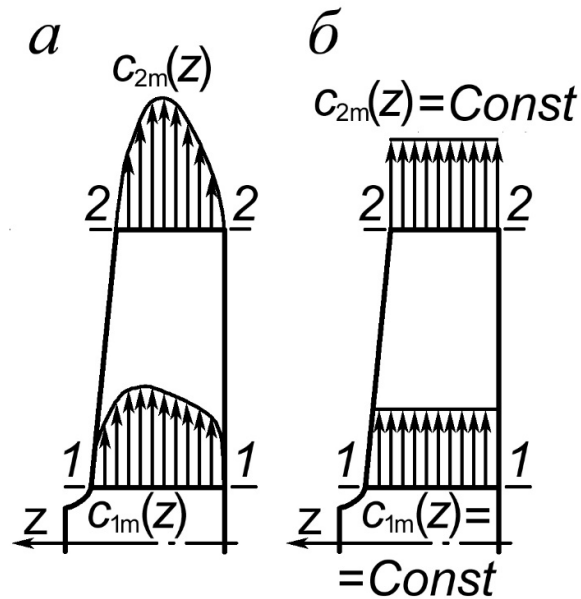


Рис. 1.3. Распределение меридиональной составляющей абсолютной скорости по ширине колеса центробежного насоса

*a* – действительный поток; *б* – схематизированный поток

Так обычно отказываются с самого начала от изучения течения во всех деталях и в контрольных сечениях оперируют не с истинными значениями скоростей и давлений, а с некоторыми осредненными по всей площади сечения среднеинтегральными параметрами. В этом случае расчет основных показателей, характеризующих течение жидкости, сразу существенно упрощается.

При таком подходе теория течений в лопастных решетках сводится к хорошо изученной в гидравлике теории *одномерных однородных потоков*. В одномерной (струйной) модели течения параметры потока зависят только от одной координаты  $r$ . С учетом сказанного, например, эпюра распределения меридиональных скоростей будет иметь вид, показанный на рис. 1.3 *б*, вместо приведенного на рис. 1.3 *а*.

Теория, построенная на упрощении, связанном с осреднением потоков называется *струйной теорией лопастных гидромашин*. При этом

среднеинтегральные значения параметров потока в контрольных сечениях на входе и выходе рабочего колеса считаются равными тем, которые получаются по формулам одномерной теории.

Таким образом, давление:

$$p_{\text{ср}} = \frac{1}{F} \int p dF \approx p_{\text{одн}} \quad (1.9)$$

Осреднение скоростей производится на основании закона сохранения количества движения, т.к. только в этом случае для осредненных параметров применимы формулы сложения скоростей в виде (1.3). При всех других способах осреднения указанное соотношение для осредненных скоростей не будет выполняться, и одномерная теория турбомашин существенно осложняется.

В случае осреднения скоростей на основании закона сохранения количества движения получим следующие выражения:

- меридиональная скорость:

$$c_{m\text{ср}} = \frac{\int c_m dQ_M}{Q_M} = \frac{\int \rho c_m c_m dF}{\rho Q} \approx c_{m\text{одн}} \quad (1.10)$$

- тангенциальная скорость:

$$c_{u\text{ср}} = \frac{\int c_u dQ_M}{Q_M} = \frac{\int \rho c_u c_m dF}{\rho Q} \approx c_{u\text{одн}} \quad (1.11)$$

где  $p$ ,  $\rho$ ,  $c$  – местные (в пределах элемента площади  $dF$ ) значения давления плотности и скорости;

$F$  – площадь проходного сечения.

$Q_M$  – массовый расход жидкости.

$$Q_M = \int \rho c_m dF \quad (1.12)$$

$Q$  – объемный расход жидкости.

С практической точки зрения осреднение скорости удобно производить на основании закона сохранения массы:

$$c_{\text{ср}Q} = \frac{Q_M}{\rho F} \quad (1.13)$$

В общем случае  $c_{\text{ср}Q} \neq c_{\text{ср}}$ . В частности, для жидкости:

$$c_{\text{ср}} = \beta c_{\text{ср}Q} \quad (1.14)$$

где  $\beta$  – коэффициент Буссинеска.

Величина коэффициента Буссинеска зависит от характера распределения скоростей жидкости в характерном сечении потока. При установившемся движении турбулентного потока  $\beta \approx 1$ , при параболическом распределении скоростей (ламинарный поток)  $\beta=4/3$ . При неустановившемся движении  $\beta$  будет переменной величиной, определяемый, в основном, опытным путем. Так как для лопастных насосов характерен исключительно турбулентный поток, при анализе движения жидкости в них обычно принимается  $\beta = 1$  и, следовательно,  $c_{\text{ср}} = c_{\text{ср}Q}$ .

С учетом того, что анализ движения жидкости в проточных машинах будут проводиться с помощью осредненных параметров индекс «ср» при этих параметрах в дальнейшем писаться не будет.

Среднеинтегральные параметры принято относить к средней линии проточной части рабочего колеса, т.е. к линии, проходящей через центры вписанных в межлопастной канал окружностей (рис. 1.4).

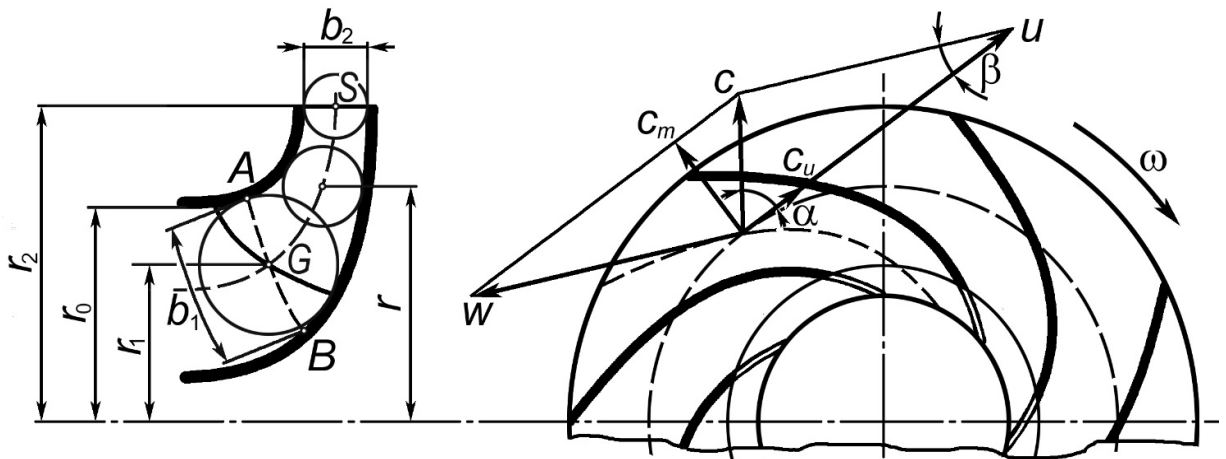




Рис. 1.4. Схема для рассмотрения движения жидкости в рабочем колесе

Найденные описанным простым методом по одномерной теории величины будут, конечно, отличаться от действительных. Но как показывает многолетний опыт создания лопастных гидромашин на базе одномерной теории, отличия эти таковы, что при внесении опытных поправок обеспечивают приемлемую инженерную точность.

Понимание связи между подачей насоса и скоростью жидкости в рабочем колесе необходимо для определения размеров рабочего колеса. Ключевым моментом в этом вопросе является то, что радиальная скорость напрямую зависит от подачи. Это обстоятельство используют для расчета ширины рабочего колеса, задаваясь оптимальной радиальной скоростью для заданной подачи и частоты вращения колеса.

Не менее важно также понимать связь напора насоса и скорости жидкости в колесе. При увеличении подачи жидкость меньше раскручивается в колесе и центробежная сила, как и напор, уменьшаются. Это условие свидетельствует о том, траектория жидкости совпадает с формой лопасти, а значит, при своем движении не взаимодействует с ней, и работа над ней не совершается. Следовательно, при максимальной подаче напор равен нулю.

### **1.3. Теоретический напор.**

Теоретический напор представляет из себя энергию, отнесенную к единице веса этой жидкости, которая передается потоку жидкости, проходящей через рабочее колесо от лопастной системы колеса (т.е. таким бы был напор колеса при отсутствии гидравлических потерь).

При проектировании центробежного насоса необходимо знать взаимосвязь теоретического напора и скоростями жидкости в колесе. Эта связь впервые была получена Леонардом Эйлером:

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (1.15)$$

Если жидкость входит в колесо без предварительного закручивания, то проекция абсолютной скорости на окружную на входе лопасти равна нулю, и формула Эйлера упрощается:

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (1.16)$$

Проекция абсолютной скорости на окружную:

$$c_{2u} = u_2 - \Delta w - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л} \quad (1.17)$$

Для упрощения расчета предполагают, что все траектории движения частиц жидкости в относительном движении совпадают со средней линией лопасти и направлены по касательной к средней линии лопасти. Такое течение возможно только в том случае, если бы каналы в колесе были бесконечно тонкими, т.е. лопастная система колеса состояла из бесконечного числа бесконечно тонких лопастей. Такое допущение называют схемой колеса с бесконечным числом лопастей.

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{g} \quad (1.18)$$

Теоретический напор при бесконечном числе лопастей больше, чем при конечном, из-за большей окружной составляющей скорости на величину:

$$\Delta w = c_{2u\infty} - c_{2u} \quad (1.19)$$

Связь между теоретическим напором и теоретическим напором с бесконечным числом лопастей определяется с помощью поправочного коэффициента:

$$H_T = k H_{T\infty} \quad (1.20)$$

Наиболее часто используемый для этого коэффициент носит название коэффициента Проскуры и определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{z} \sqrt{\frac{1 + \sin \beta_{2,1}}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}}} \quad (1.21)$$

$z$  – количество лопастей колеса.

Кроме нее также существуют поправки, непосредственно определяющие величину  $\Delta w$ , например, формула Стодола-Майзеля или поправка Вейснера.

#### 1.4. Коэффициент полезного действия насоса.

*Ни один насос не способен всю мощность, получаемую от двигателя, преобразовать в полезную мощность. Это обстоятельство обусловлено потерей мощности из-за протекания вредных явлений внутри самого насоса. Для определения той доли от подводимой к насосу мощности, которая оказывается доступной потребителю, пользуются КПД:*

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} \quad (1.22)$$

$\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости;

$N$  – мощность насоса;

$Q, H$  – действительная подача и напор.

*КПД центробежного насоса зависит от подачи. Подача насоса, при которой его КПД максимален, называется **оптимальной**. Режим работы насоса при оптимальной подаче также называется **оптимальным**.*

Наличие потерь различного характера приводят к снижению КПД насоса. Главной задачей при проектировании насоса является минимизация таких потерь, то есть разработка такой конструкции, в которой их роль в потере мощности сведена к минимуму.

Как уже говорилось ранее, при проектировании насоса его КПД представляют в виде произведения трех «частичных» КПД, которые по-разному влияют на характеристику насоса:

$$\eta = \eta_o \eta_z \eta'_m \quad (1.23)$$

$\eta_o$  – объемный КПД;

$\eta_z$  – гидравлический КПД;

$\eta'_m$  – обобщенный механический КПД.

Явления, приводящие к снижению подачи насоса из-за различных утечек и перетечек жидкости с выхода на вход рабочего колеса через пространство между рабочим колесом и корпусом, учитывается объемным КПД.

Ориентировочное значение объемного КПД в оптимальном режиме может быть оценено по формуле:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-2/3}} \quad (1.24)$$

$n_s$  – коэффициент быстроходности.

Трение в вихрях и трение жидкости о твердые поверхности внутри насоса приводит к снижению его напора. Это явление учитывается гидравлическим КПД.

Вихревые возмущения обусловлены:

- **ударом потока о лопасти.** Поток жидкости, изначально движущийся поступательно, наталкивается на вращающиеся лопасти, испытывая удар, который приводит к сильному вихреобразованию.

- **срывом с лопасти.** В каналах между лопастями наблюдается отток жидкости от поверхности одной лопасти в сторону соседней. Это явление обуславливает возникновение вихрей в каналах между лопастями.

- **поворотами, сужениями и расширениями внутри корпуса.**

Изменение скорости и направления потока жидкости при поворотах, сужениях и расширениях внутри корпуса обуславливают возникновение вихрей.

Кроме того, к гидравлическим потерям относят потери в результате вязкостного трения и турбулентного перемешивания жидкости.

Все эти потери вызывают снижение напора, развиваемого колесом.

Ориентировочное значение гидравлического КПД для центробежного насоса, работающего в оптимальном режиме, может быть определено по формуле:

$$\eta_c = 0,7 + 0,00835 \lg \left( 4 \sqrt[3]{\frac{Q_{сут}}{24 n_n}} \right) \quad (1.25)$$

где  $Q_{сут}$  – суточная подача насоса ( $\text{м}^3/\text{сут}$ ).

Ориентировочное значение гидравлического КПД всего лишь среднестатистическая величина, от которой действительное значение гидравлического КПД может отличаться как в большую, так и в меньшую сторону.

Обобщенный механический КПД включает в себя три вида потерь и могут быть определены по формуле:

$$\eta'_m = \eta_m \eta_\delta \eta_\tau \quad (1.26)$$

Механические потери (называемые часто внешними механическими потерями), определяемые с помощью механического КПД  $\eta_m$  (называемого часто внешним механическим КПД) включают в себя потери мощности на трение в подшипниках  $\sum N_{T.подш.}$ .

В оптимальном режиме внешние механические потери, исходя из опытных данных, составляют примерно 1% от мощности насоса, а внешний механический КПД лопастных насосов в оптимальном режиме равен 0,97 – 0,98.

Кроме того, расходуется мощность  $\sum N_o$  на преодоление жидкостного трения дисков колеса между корпусом и рабочим колесом.

В боковой полости (пазухе) между диском колеса и стенкой корпуса жидкость движется в окружном и радиальном направлениях. При этом на покрывном (переднем) и основном (заднем) дисках появляются моменты трения. Кроме того, имеются моменты трения на наружных цилиндрических поверхностях дисков.

Суммарную мощность трения этих поверхностей называют мощностью дискового трения. Мощность трения дисков существенно зависит от направления радиального тока жидкости в пазухе и условий движения на границах полости. В пазухе покрывного диска ступени жидкость движется от периферии к центру и на наружном диаметре колеса имеет большие окружные составляющие скорости. В пазухе основного диска жидкость движется от центра к периферии. Расчет дискового трения основывается на решении уравнения движения вязкой жидкости в боковой полости.

Доля дисковых потерь в общем балансе энергии насоса оцениваются с помощью дискового КПД  $\eta_d$ . Величину этого КПД можно рассчитать по формуле:

$$\frac{1}{\eta_d} = 1 + \frac{820}{n_s^2} \quad (1.27)$$

или определить по графику зависимости (рис. 1.5).

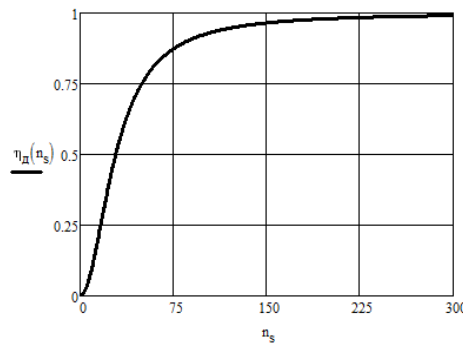


Рис. 1.5. Зависимость дискового КПД от коэффициента быстроходности насоса

В результате образования вторичных токов на входе и выходе из рабочего колеса возникают потери, связанные с рециркуляцией жидкости на входе и на выходе из рабочего колеса. Эти потери носят название потерь гидродинамического торможения. В результате этого явления часть жидкости, попавшей в колесо, вновь выбрасывается из него обратно, через ту же контрольную поверхность в область всасывания при входе же; при выходе же наоборот часть жидкости, вышедшей из колеса, вновь входит в него обратно. Потери гидродинамического торможения оцениваются с помощью КПД гидравлического торможения  $\eta_\tau$ . В общем случае величина этих потерь может быть довольно значительной, в частности, при нулевом расходе мощность гидравлического торможения составляет 60 – 80% от мощности насоса. Однако, при подачах, составляющих более 0,6 от оптимальной подачи, в колесах, проектируемых для получения максимального гидравлического КПД, можно считать, что потери гидравлического торможения практически отсутствуют. Поэтому при расчете показателей насоса в оптимальном режиме можно принять  $\eta_\tau \approx 1$ .

Общим для дисковых потерь и потерь гидродинамического торможения является то, что они не снижают напора колеса, а, как и внешние механические потери, ведут к возрастанию момента сопротивления вращению колеса. Поэтому эти потери часто называют внутренними механическими потерями и оценивают с помощью внутреннего механического КПД  $\eta_m''$ :

$$\eta_m'' = \eta_\delta \eta_\tau \quad (1.28)$$

И, соответственно, величина обобщенного механического КПД может быть посчитана по формуле:

$$\eta_m' = \eta_m \eta_m'' \quad (1.29)$$

### 1.5. Определение основных геометрических и кинематических параметров рабочего колеса. Проектирование по статистическим данным.

Метод проектирования заключается в определении оптимальных скоростей жидкости в рабочем колесе и расчете основных размеров на их основе. Оптимальные скорости отвечают максимальному гидравлическому КПД и определяются на основании обобщения опытных (статистических) данных. Исходными данными для расчета являются подача  $Q$  [м<sup>3</sup>/с], напор  $H$  [м], частота вращения колеса  $n$  [об/с], плотность  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>] и вязкость воды  $\nu$  [м<sup>2</sup>/с].

1. Коэффициент быстроходности.

$$n_s = 3,65 n_n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.30)$$

$$n_n = 60n .$$

2. Полный КПД и мощность дискового трения.

$$\eta = \eta_o \eta_c \eta_m \quad (1.31)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}} \quad (1.32)$$

$$\eta_c = 0,7 + 0,00835 \lg \left( 4 \sqrt[3]{\frac{Q_{сум}}{24 n_n}} \right) \quad (1.33)$$

$$Q_{сум} [м^3 / сум].$$

$$\eta_m \approx 0,8 - 0,85 \quad (1.34)$$

3. Диаметр ступицы колеса.

$$d_{ст} = (1,1 \div 1,25) d_в \quad (1.35)$$

4. Диаметр входа в колесо и входной диаметр решетки лопастей (рис.3.6).

*Подача рабочего колеса:*

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_o} \quad (1.36)$$

*Скорость жидкости на входе:*

$$c_0 = 0,06 \sqrt[3]{Q n_n^2} \quad (1.37)$$

*Диаметр входа в колесо:*



$$D_0 = \sqrt{\frac{4 Q_{pk}}{\pi c_0} + d_{cm}^2} \quad (1.38)$$

Входной диаметр решетки лопастей:

для тихоходных насосов ориентировочно:

$$D_1 = 1,1 D_0 \quad (1.39)$$

для нормальных насосов ориентировочно:

$$D_1 = 0,8 D_0 \quad (1.40)$$

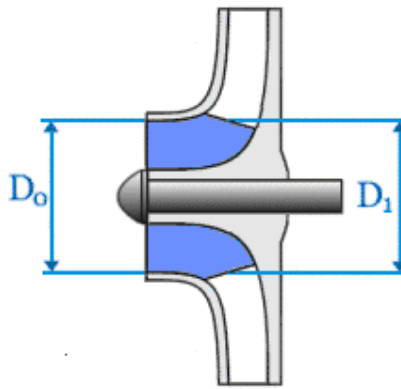


Рис. 1.6. Диаметры входа и начала лопастей колеса

#### 5. Определение начальной ширины лопастей.

В первом приближении, когда отсутствует начальная циркуляция, меридиональную составляющую скорости без учета стеснения потока лопастями принимают равной  $c_0$ . При входе потока на лопасть меридиональная составляющая абсолютной скорости возрастает и определяется из выражения:

$$c_{1m} = k_1 c_0 \quad (1.41)$$

$k_1 = 1,15 \div 1,3$  – коэффициент стеснения потока на входе.

Тогда ширина входа лопасти:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi D_1 c_{1m}} \quad (1.42)$$

#### 6. Определение начального угла наклона лопасти.

Окружная скорость:

$$u_1 = D_1 \pi n \quad (1.43)$$

Угол набегания потока жидкости:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad (1.44)$$

При отсутствии начальной циркуляции  $c_{1u} = 0$ .

В итоге угол наклона лопасти на входе находится из выражения:

$$\beta_{1,l} = \beta_1 + \Delta\beta \quad (1.45)$$

Параметр требует уточнения, т.к. определен по приближительной скорости жидкости, рассчитанной на основании ориентировочно принятого значения коэффициента стеснения.

Угол между направлениями относительной скорости на входе в рабочее колесо  $w_1$  и касательной к средней линии лопасти на входной кромке называют углом атаки  $\Delta\beta$ . На расчетном режиме работы, в области максимального КПД,  $\Delta\beta = (-2 \div 5^\circ)$ . Угол атаки оказывает влияние на характер течения, влияя на величину потерь в лопастной системе колеса. Угол атаки не является постоянной величиной, а зависит от режима работы: с увеличением расхода угол атаки уменьшается.

При слишком больших положительных углах атаки (рис. 1.7 а) происходит отрыв потока с тыльной стороны профиля, образуется вихревая область, создающая большие потери. При правильно подобранном угле атаки (рис. 1.7 б) происходит почти безотрывное обтекание потоком профиля лопасти. При слишком большом отрицательном угле атаки (рис. 1.7 в) образуется вихрь на лицевой стороне профиля; потери и угол отставания потока возрастают.

Допустимая величина угла атаки зависит от толщины входной кромки лопасти: чем тоньше входная кромка лопасти, тем меньше допускаемая величина угла атаки, т.к. начинается срыв потока. При увеличении толщины кромки ухудшаются кавитационные свойства насоса из-за центробежной силы, возникающей при обтекании кромки, которая способствует снижению давления.

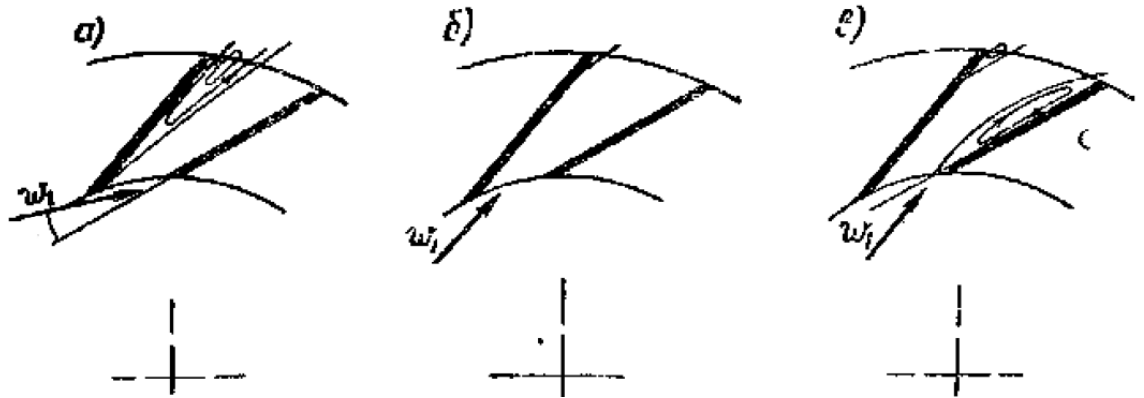


Рис. 1.7. Схема течения при различных углах атаки

### 7. Определение угла наклона лопасти на выходе из колеса.

Угол выхода лопасти колеса является одним из наиболее значимых геометрических параметров, который влияет на гидравлические качества каналов, напор ступени и форму напорной характеристики.

Межлопастной канал в центробежном насосе представляет собой криволинейный диффузор, в котором наряду с обычными гидравлическими потерями есть еще т.н. диффузорные потери, связанные с отрывом потока от стенок диффузора. Величина таких потерь быстро растет с увеличением угла раскрытия диффузора, однако в этом случае из-за уменьшения общей длины диффузора уменьшаются гидравлические потери. Поэтому существует оптимальный угол раскрытия диффузора, который можно оценить коэффициентом диффузорности, представляющий отношение  $V_{m1}/V_{m2}$ .

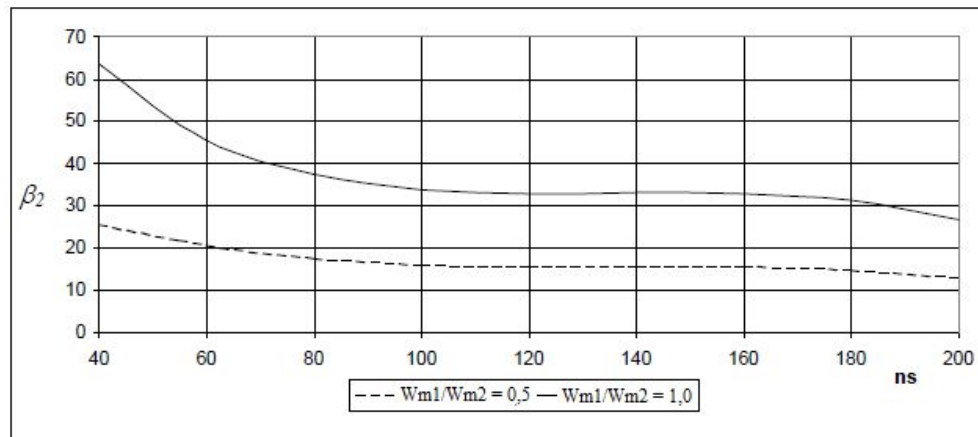


Рис. 1.8. Зависимость  $\beta_2=f(n_s)$  при  $(W_{m1}/W_{m2}) = f(ns)$

Заданный коэффициент диффузорности можно обеспечить изменением длины лопасти, которая определяется выходным углом наклона  $\beta_{2л}$ . Чем меньше угол, тем длиннее лопасть и тем меньше коэффициент.

Зависимость выходного угла от коэффициента диффузорности можно представить в виде:

$$\beta_{2л} = \arcsin \left[ \left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} \frac{c_{2m} k_2}{c_{1m} k_1} \sin \beta_{1л} \right] \quad (1.46)$$

$$k_d = \left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 5,65 \cdot 10^{-5} n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} n_s + 2,65 \quad (1.47)$$

$$c_{2m} = k_2 c_0 \quad (1.48)$$

$k_2 = 1,05 - 1,15$  – коэффициент стеснения на выходе из колеса.

Оптимальные значения угла на выходе, а также  $\left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{opt}$  принимают

различные значения в зависимости от величины коэффициента быстроходности. На основании исследований в этой области был сделан вывод, что увеличение коэффициента диффузорности межлопастных каналов от 1,0 до 2,6 приводит к увеличению КПД насоса примерно на 5,5%. Некоторые авторы рекомендуют выбирать коэффициент диффузорности 1,0-1,05 для всего диапазона коэффициентов  $n_s$ . Это позволяет уменьшить потери на вихреобразование в проточной части колеса и создать пологопадающую напорную характеристику с максимальным напором в точке нулевой подачи. Также отмечалось, что колеса с  $n_s=100$  имеют максимальный КПД при

$\left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 1,425$  ( $\beta_{2л} = 22^\circ 27'$ ). Для  $n_s=200$   $\left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 1,21$  ( $\beta_{2л} = 17^\circ 30'$ ). При  $\beta_{2л}$

$> 30^\circ$  возрастают вибрации в насосе. Угол  $\beta_{2л}$  влияет также на степень реактивности:

$$\rho_T = 1 - \frac{0,248}{\eta_s \left( \frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (1.49)$$

и коэффициент напора:

$$\bar{H}_T = \frac{gH}{u_2^2} \quad (1.50)$$

При бесконечном числе лопастей и отсутствии закрутки потока на входе ( $c_{1u} = 0$ ) коэффициент теоретического напора и степень реактивности являются функциями окружной составляющей абсолютной скорости потока при выходе из колеса. Эта скорость является линейной функцией угла  $\beta_{2л}$  поэтому теоретический напор увеличивается, а степень реактивности уменьшается с ростом  $\beta_{2л}$ . Исходя из этого и учитывая, что экономичнее большую часть потенциального напора получать непосредственно в рабочем колесе, в насосостроении применяются колеса с  $\beta_{2л} < 90^\circ$ . В этом случае  $\rho_T > 0,5$  и меньшая часть скоростного напора преобразуется в давление в отводящем устройстве.

Угол  $\beta_{2л}$  непосредственно влияет на коэффициент напора насоса  $\bar{H}$ . Увеличение угла  $\beta_{2л}$  ведет к росту  $\bar{H}$  и, следовательно, к уменьшению наружного диаметра колеса при заданном напоре. В некоторых случаях при  $n_s = 40-60$  целесообразно применять рабочие колеса открытого типа с  $\beta_{2л} = 65-85^\circ$ , которые по сравнению с закрытыми имеют ряд некоторых преимуществ: при увеличении  $\bar{H}$  напорная характеристика пологая и не имеет западания при нулевой подаче.

КПД ступени при увеличении выходного угла уменьшается. Это связано с тем, что при увеличении угла уменьшается степень реактивности, а роль диффузорного эффекта в неподвижных элементах в процессе создания потенциального напора увеличивается. Снижение потерь должно достигаться за счет проектирования колеса с хорошей структурой потока на выходе.

Рекомендации различных авторов по выбору угла  $\beta_{2л}$  рабочих колес центробежных насосов сведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Рекомендации по выбору углов наклона лопасти на выходе из рабочего колеса.

| Автор                           | Значение углов $\beta_{2l}$ в градусах для различных $n_s$ |       |     |       |
|---------------------------------|--|-------|-----|-------|
|                                 | 40   | 100   | 150 | 200   |
| Ф.П.Товстолес                   | 36   | 30    | 24  | 20    |
| Г.Грабов                        | 35   | 24    | 22  | 21    |
| А.К.Михайлов,<br>В.В. Малюшенко | 36-30  | 30-25 |     | 22-20 |
| А.И.Степанов                    | 27,5 – 17,5  |       |     |       |
| Г.Ф.Проскура                    | 25 ( $z = 8-9$ ) – 42 ( $z = 10$ )                         |       |     |       |
| К.Пфлейдерер                    | 50 - 30  |       |     |       |
| Б.В.Овсянников, Б.И.Боровский   | 60 -20   |       |     |       |
| Б.Эккерт                        | 70-40  |       |     |       |
| А.А.Ломакин                     | 25-30 ( $m = 1,0 - 1,05$ )                                 |       |     |       |

Анализ приведенного выше материала позволяет сделать следующие выводы:

1. Из условия минимальных гидравлических потерь необходимо выбирать угол на выходе из рабочего колеса  $\beta_{2l} < 90^\circ$ . В этом случае степень реактивности  $\rho_m > 0,5$ , т.е. меньшая часть скоростного напора преобразуется в давление в отводящем устройстве. Оптимальный угол  $\beta_{2l}$  связан с оптимальной диффузорностью канала и зависит от коэффициента быстроходности  $n_s$ . С возрастанием  $n_s$  оптимальный угол  $\beta_{2l}$  уменьшается.

2. Величина угла  $\beta_{2l}$ , при сохранении всех остальных геометрических параметров оптимальными, не влияет на КПД рабочего колеса, но оказывает влияние на величину КПД ступени в целом. Это связано с организацией потока за рабочим колесом и потерями в направляющем аппарате, которые возрастают с увеличением угла  $\beta_{2l}$ . Снижение потерь в направляющем аппарате должно достигаться за счет проектирования рабочего колеса с хорошей структурой

потока на выходе и соответствующим оптимальным проектированием самого направляющего аппарата.

3. Угол  $\beta_{2,l}$  непосредственно влияет на коэффициент напора насоса  $\bar{H}$ .

Увеличение угла  $\beta_{2,l}$  ведет к росту  $\bar{H}$  и, следовательно, к уменьшению наружного диаметра колеса при заданном напоре, что снижает габариты насоса и его материалоемкость.

4. Величина угла  $\beta_{2,l}$  оказывает значительное влияние на форму напорной характеристики. Для получения стабильной формы напорной характеристики необходимо уменьшать  $\beta_{2,l}$  до минимально возможного значения, но при этом снижается напор рабочего колеса, что ведет к увеличению наружного диаметра колеса  $D_2$  и, следовательно, к возрастанию габаритов и стоимости насоса. В некоторых случаях для решения этой проблемы могут быть использованы полуоткрытые рабочие колеса с  $\beta_{2,l}=45^\circ$  и открытые – с  $\beta_{2,l}=65-85^\circ$ .

Таким образом, выбор угла  $\beta_{2,l}$  является одним из ответственных моментов при проектировании рабочего колеса и должен производиться в каждом конкретном случае в результате детального анализа факторов, приведенных выше, с учетом назначения насоса и условий его эксплуатации. На основании опытно - статистических данных рекомендуемые значения угла  $\beta_{2,l}=25-30^\circ$ , где большие значения характерны более низким  $n_s$ . Для увеличения напора угол  $\beta_{2,l}$  может быть увеличен, но при этом сложнее получить плогопадающую напорную характеристику. Нижним пределом для рабочего колеса экономичной конструкции является угол  $\beta_{2,l}=15-17^\circ$ .

8. Уточненное значение наружного диаметра рабочего колеса, с учетом конечного числа лопастей.

Размеры наружного диаметра рабочего колеса определяют, используя преобразованное основное уравнение работы лопастных насосов Эйлера для  $H_T$  (решая его относительно скорости  $u_2$ , м/с).

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2,l}} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2,l}}\right)^2 + gH_{T\infty} + c_{1u} u_1} \quad (1.51)$$

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_e k} \quad (1.52)$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{z} \left( \frac{1 + \sin \beta_{2,l}}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right)} \quad (1.53)$$

Первоначально принимается  $k = 0,8$ .

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi n_n} \quad (1.54)$$

$D_2$  должен быть уточнен после расчета, т.к. определяется по приближительной окружной скорости, полученной на основании ориентировочного значения коэффициента Проскуры.

Количество лопастей рабочего колеса выбирается исходя из условий эксплуатации и способа изготовления рабочих колес (табл.1.2).

Таблица 1.2. Рекомендации по выбору числа лопастей.

| Автор, источник                  | Расчетная формула  | Примечание  |
|----------------------------------|--|---|
| 1.<br>К.Пфлейдерер [29]          | $z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_{1,l} + \beta_{2,l}}{2}$<br>$K=6,5$ -для литых колес | Рекомендуется рядом авторов вне зависимости от размера насоса и $n_s$ .   |
| 2.<br>Алексапольский [30]        | $z = \frac{21,8}{n_q^{0,04}} \sin \frac{\beta_{1,l} + \beta_{2,l}}{2}$<br>$n_q = n_s / 37,5$             | Рекомендуется при $n_s=60-300$ и соответственно $\beta_{2,l}=25-17^\circ$ |
| 3.<br>Овсянников, Боровский [31] |  | Получена при $\beta_{2,l} < 90^\circ$ , $D_1/D_2 < 0,8$                   |



|                            |   |  |
|----------------------------|---|--|
| 4. Михайлов, Малюшенко [4] | $z=4\left(1,5+\beta_{2t}/60\right)+130\left(D_1/D_2-0,6\right)^2$ <p>При <math>n_s &lt; 150</math> <math>z=6-8</math>, при <math>n_s &gt; 150</math> и <math>D_2 &lt; 1000</math> мм <math>z=6-7</math>, а при <math>D_2 &lt; 120</math> <math>z=6-5</math></p> | Указывается на зависимость $z$ от $n_s$ и от углового шага решетки |
|----------------------------|---|--|

Таким образом, выбор количества лопастей должен быть увязан с углом на выходе из рабочего колеса и коэффициентом быстроходности. При более низких коэффициентах быстроходности и при больших углах установки лопастей применяют большее число лопастей. При числе лопастей больше 8-10 целесообразно часть лопастей на входе выполнять укороченными (двухярусные рабочие колеса) в целях уменьшения стеснения потока лопастями и, как следствие, снижения гидравлических потерь и улучшения кавитационных характеристик.

Толщину лопасти  $s$  выбирают минимальной из технологических соображений (в зависимости от материала рабочего колеса, его размеров и технологических литейных возможностей предприятия-изготовителя).

#### 9. Определение ширины канала на выходе

Ширина канала на выходе из рабочего колеса (рис. 1.9) определяется по формуле 1.55.

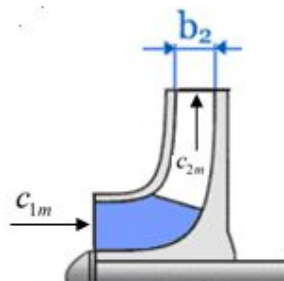


Рис. 1.9. Ширина выхода лопастей колеса

$$b_2 = \frac{Qk_2}{\pi D_2 c_{2m}} \quad (1.55)$$

### 1.6. Уточняющий расчет геометрии колеса.

На этапе ориентировочного расчета некоторые параметры были определены приблизительно из-за недостатка данных. В результате ориентировочного расчета были получены все данные, необходимые для уточняющего расчета.

После определения  $s$  и  $D_2$  уточняют коэффициент стеснения потока лопастями на входе и выходе из рабочего колеса  $k_1$  и  $k_2$ , а также коэффициент Проскуры  $k$ :

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{zs}{\pi D_1 \sin \beta_{1,l}}};$$

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{zs}{\pi D_2 \sin \beta_{2,l}}};$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{z} \left( \frac{1 + \sin \beta_{2,l}}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2} \right)};$$

Количество лопастей колеса можно определить, например, по зависимости:

$$z = A \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \left( \frac{\beta_{1,l} + \beta_{2,l}}{2} \right) \quad (1.56)$$

Значение коэффициента  $A = 6,5 \div 11$  (чем толще лопасть, тем меньше  $A$ )

Должно быть обеспечено условие  $|k'_2 - k_2| \leq 0,01$ . Если оно не выполняется, то делается второе приближение: принимают  $k''_2 = k'_2$  и снова определяют  $c_{1m}$ ,  $\beta_{1,l}$ ,  $c_{2m}$ ,  $\beta_{2,l}$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $H_T$ ,  $u_2$  и  $D_2$ .

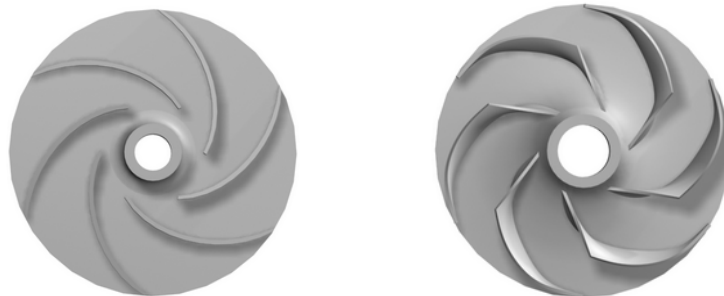
### 1.7. Профилирование лопасти.

Профилирование лопастей означает определение их формы. От формы лопастей зависит гидравлический КПД насоса. Они должны быть такой формы, чтобы минимизировать образование вихрей, которые приводят к снижению гидравлического КПД, создать возможно более благоприятные условия для безотрывного обтекания контура лопасти потоком. С этой целью принимают плавный закон изменения относительной скорости (без резких изменений), от начального значения  $w_1$  до конечного  $w_2$ .

Лопастни бывают двух видов (рис. 1.10):

Цилиндрические лопасти похожи на плавно изогнутую плоскую ленту. Обе боковые кромки имеют практически одинаковую кривизну. Такие лопасти используют в рабочих колесах тихоходных насосов.

Лопастни двойной кривизны используются в нормальных и быстроходных насосах. Форма таких лопастей похожа на закрученную и согнутую ленту, поэтому их профилирование сложнее, чем профилирование цилиндрических лопастей. Причина использования такой формы лопасти – требование обеспечения повышения КПД колеса и снижения возможности кавитации в потоке жидкости.



а – цилиндрические лопасти

б – лопасти двойной кривизны

Рис. 1.10. Формы лопастей колеса

Лопасть не может быть меньше какой-то определенной длины. При увеличении  $n_s$  уменьшается отношение  $\frac{D_2}{D_0}$ . Лопасть становится короче и процессы, которые происходят на входе в колесо, начинают негативно влиять на процессы на выходе колеса. Чтобы сохранить длину лопасти ее начинают сдвигать из радиальной части в осевую. Если и этого недостаточно, то для того чтобы сохранить достаточную длину лопасти при заданном внешнем диаметре колеса, радиальную часть начинают наклонять в сторону поворота потока, получая диагональное центробежное колесо. При отношении  $\frac{D_2}{D_0}$  менее 1,6 поверхность лопасти, если расположить ее только в радиальной части колеса, значительно сокращается, поэтому часть лопасти располагают в осевой части колеса. В результате поток попадает на лопасть на разном расстоянии от оси вращения, что ведет к разным значениям окружной скорости  $u_1$ , что приводит к изменению направления потока, тем самым понижается качество работы насоса. Поэтому целесообразно увеличить поверхность лопастей, располагая их не только в радиальной части потока, но и в месте перехода потока из осевого в радиальный, что одновременно приближает лопасти к оси насоса. Последнее уменьшает величину окружных, а, следовательно, и относительных скоростей при входе потока в колесо, что ведет к уменьшению гидравлических потерь и улучшению кавитационных свойств колеса. Вынос части поверхности лопасти в область поворота потока из осевого в радиальный приводит к наклонному расположению входной кромки по отношению к оси колеса. Входные элементы лопасти, расположенные на различном расстоянии от оси, обладают различными окружными скоростями  $u_1$ . Углы  $\beta_1$  безударного поступления потока на лопасть, определяемые по отношению  $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}$ , становятся переменными по линии входной кромки, а лопасть получает форму поверхности двойной кривизны.

### 1.8. Профилирование цилиндрических лопастей.

**Поверхность лопасти удобно вычерчивать по точкам.** Положение каждой точки рассчитывается в полярной системе координат.

Это значит, что координаты точки определяются расстоянием от оси колеса (радиус-вектором  $r$ ) и углом наклона радиус-вектора рис.1.11.

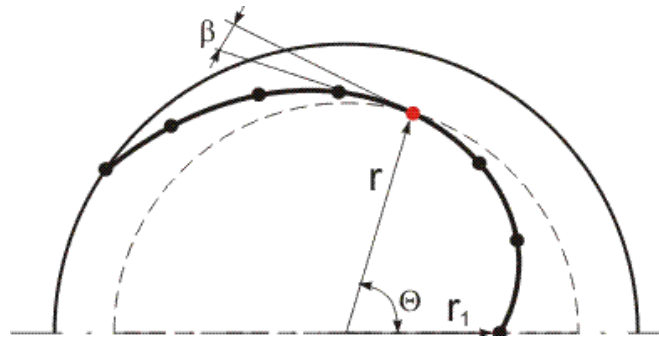


Рис. 1.11. Координаты точек средней линии лопасти колеса

Угол наклона  $\theta$  для точки, имеющей радиус-вектор  $r$ , определяется по формуле:

$$\theta(r) = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta(r)} \quad (1.57)$$

Если аналитическое решение данного интеграла невозможно, то он решается численно, например, с помощью метода конечных приращений. Угол наклона радиус-вектора для данной точки можно определить с некоторой погрешностью и через конечные значения:

$$\theta = \sum_{i=II}^n \frac{\Delta r}{r_i \cdot \operatorname{tg} \beta(r_i)} \quad (1.58)$$

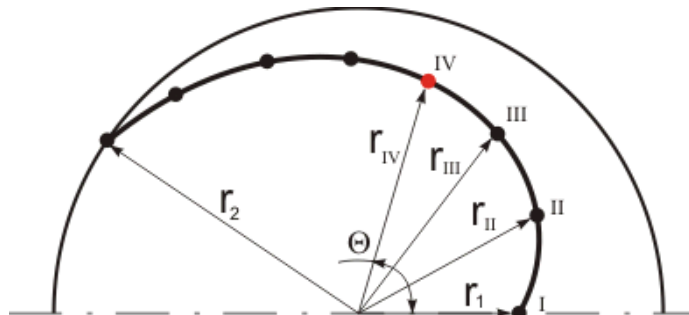


Рис. 1.12. Угол наклона точек средней линии лопасти колеса

При применении метода конечных приращений лучше задаться одинаковой разностью двух соседних радиус-векторов для всех точек (рис.1.12):

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{N - 1}$$

$N$  – общее число точек

$$r_{II} = r_I + \Delta r$$

$$r_{III} = r_{II} + \Delta r$$

$$r_{IV} = r_{III} + \Delta r$$

Таким образом, для точки IV угол наклона радиус-вектора рассчитывается по формуле:

$$\theta = \left( \frac{1}{r_{II} \cdot \operatorname{tg} \beta(r_{II})} + \frac{1}{r_{III} \cdot \operatorname{tg} \beta(r_{III})} + \frac{1}{r_{IV} \cdot \operatorname{tg} \beta(r_{IV})} \right) \quad (1.59)$$

Для расчета угла наклона радиус-вектора необходимо знать, как изменяется угол наклона лопасти в зависимости от радиус-вектора. Угол наклона лопасти определяется через радиальную и относительную скорость жидкости, которые также зависят от радиус-вектора (рис.1.13):

$$\sin \beta(r) = \frac{c_m(r)}{w(r)} \quad (1.60)$$

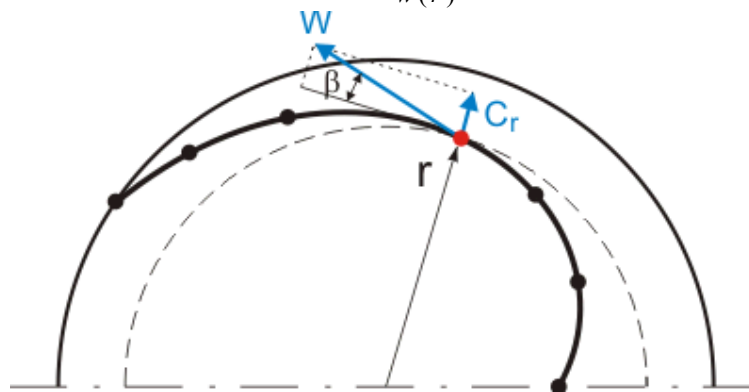


Рис. 1.13. Векторы скоростей вдоль средней линии лопасти колеса

Но меридиональная скорость жидкости зависит от коэффициента стеснения, который, в свою очередь, зависит от угла наклона лопасти. Поэтому угол наклона лопасти лучше определять по выражению:

$$\beta(r) = \arcsin \left( \frac{c_{m\infty}(r)}{w(r)} + \frac{zs}{2\pi r} \right) \quad (1.61)$$

меридиональная скорость без стеснения (для бесконечно тонких лопастей) определяется по формуле:

$$c_{m\infty}(r) = \frac{Q_{pk}}{2\pi r b(r)} \quad (1.62)$$

Для тихоходных и нормальных колес ширина лопасти проектируется исходя из условия постоянства меридиональной составляющей осевой скорости  $c_m$ . А так как размер окружности растет пропорционально радиусу колеса, то ширина проходного канала в колесе должна уменьшаться обратно пропорционально радиусу колеса по выражению (рис.1.14):

$$b(r) = b_1 - \frac{b_1 - b_2}{r_2 - r_1}(r - r_1) \quad (1.63)$$

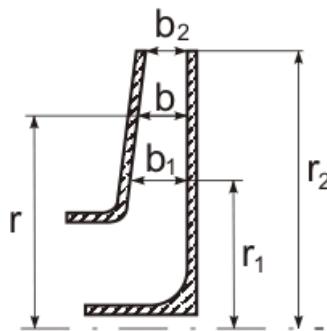


Рис. 1.14. Меридиональное сечение колеса

Изменение относительной скорости жидкости в зависимости от расстояния до оси колеса задается таким образом, чтобы она монотонно убывала от значения в начале лопатки  $w_1$  до значения в конце лопасти  $w_2$  (рис.1.15).

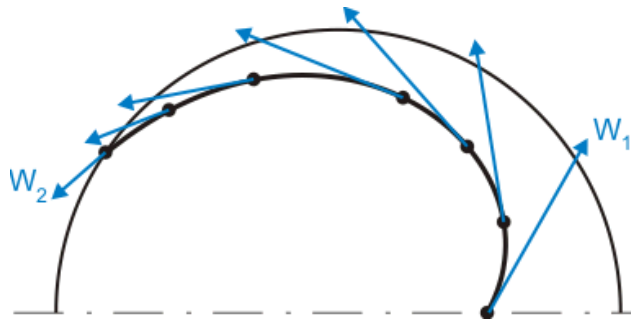


Рис. 1.15. Изменение вектора относительной скорости вдоль средней линии лопасти колеса

Соблюдение этого условия позволяет снизить вихреобразование и повысить гидравлический КПД.

Наиболее простая зависимость может быть выражена прямолинейным законом:

$$w(r) = w_1 - \frac{w_1 - w_2}{r_2 - r_1}(r - r_1) \quad (1.64)$$

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{1л}} \quad (1.65)$$

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_{2л}} \quad (1.66)$$

Относительная скорость  $w_2$  также можно определить из треугольника скоростей (рис. 1.16) построением:

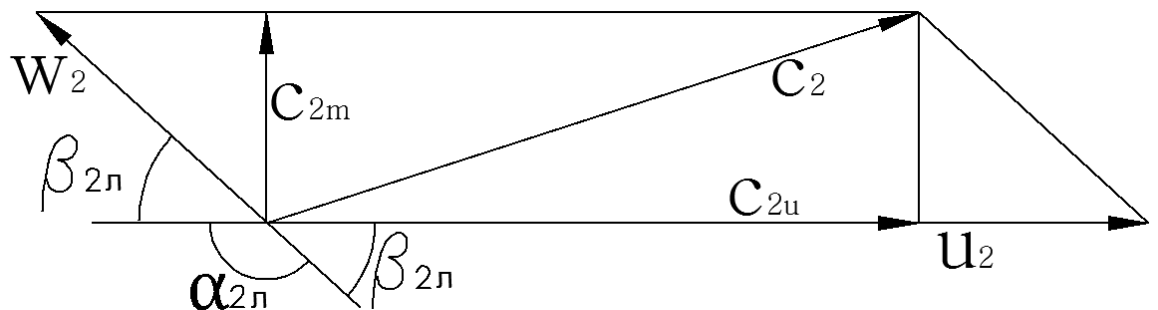


Рис. 1.16. Треугольник скоростей на выходе





### 1.10. Расчет направляющего аппарата тихоходного насоса и профилирование лопатки.

Направляющие аппараты (НА) применяются в основном в многоступенчатых насосах и служат для отвода жидкости от рабочего колеса и подвода ее к рабочему колесу следующей ступени, т.е. выполняют функции отвода и подвода.

Отводящие устройства лопастных насосов обеспечивают осесимметричный поток жидкости за рабочим колесом, создавая тем самым условия для установившегося относительного движения в области колеса, уменьшают момент скорости и преобразуют кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления с отводом потока в следующую ступень насоса.

В многоступенчатом насосе отвод и подвод к следующей ступени объединены. Поэтому, отвод многоступенчатого насоса подводит жидкость к следующей ступени. Выходные кромки решетки подвода должны обеспечивать расчетную входную циркуляцию на входе в рабочее колесо следующей ступени. Экспериментальные исследования показали, что значительная часть потерь имеет место в неподвижных элементах проточной части насосов. Потерями в неподвижных элементах можно также объяснить более узкий диапазон экономичной работы насоса в целом по сравнению с диапазоном экономичной работы собственно рабочего колеса. В связи с вышеуказанным, проточная часть каналов отводящих и подводящих устройств насосов серьезно влияет на работу ступени.

Внутренний диаметр направляющего аппарата  $D_3$  (рис. 1.18) выбирают из условия обеспечения оптимального зазора между рабочим колесом и направляющего аппарата с целью выравнивания поля скоростей после рабочего колеса:

$$D_3 = (1,03 - 1,06)D_2 \quad (1.67)$$

Определяется ширина каналов направляющего аппарата:

$$b_3 = 1000D_2 \frac{1,14 \frac{2800 \left( \frac{90}{1000D_2} \right)^2 \frac{Q_{сум}}{86,4} + 3,57}{n_n}}{90} \quad (1.68)$$

Диаметр диафрагмы  $D_d$  выбирается равным диаметру заднего диска колеса.

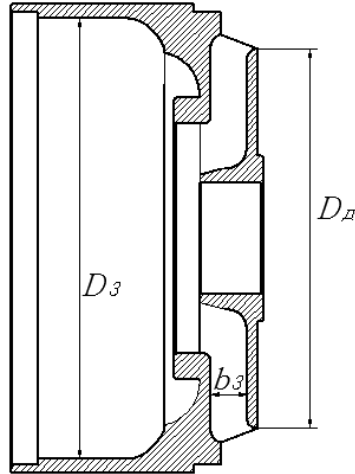


Рис. 1.18. Диаметральный разрез направляющего аппарата

Высота направляющего аппарата, диаметр горловины и некоторые другие размеры подбирается в соответствии с размерами рабочего колеса для обеспечения наилучших условий движения потока и компактности ступени.

Профиль лопатки направляющего аппарата должен иметь такой же закон изменения радиуса средней линии от угла  $r = r(\varphi)$  как и движение жидкости при ее движении от периферии к центру. Поток плоского установившегося вида движения жидкости представляет собой цилиндрический объем, где жидкость движется одновременно в двух направлениях: тангенциальном и радиальном. Радиальные и тангенциальные расходы масс в единицу времени как для всего потока, так и для любой его точки есть величина постоянная во времени. Объем потока составляют плоскости тока, прилегающие друг к другу. В его поперечном разрезе они образуют линии тока, которые имеют форму логарифмической спирали (рис.1.20).

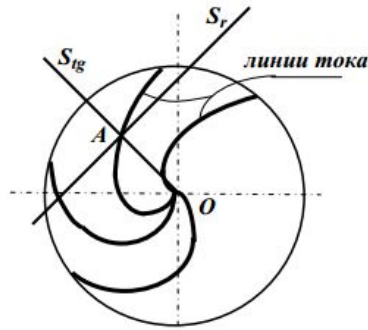
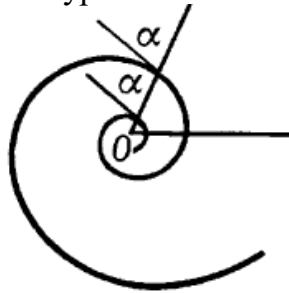


Рис. 1.20. Линии тока жидкости в направляющем аппарате

Ее уравнение в полярных координатах имеет вид (рис. 1.21):



$$r = a e^{k\varphi}$$

$$k = \operatorname{ctg} \alpha$$

Рис. 1.21. Логарифмическая спираль

На основе уравнения логарифмической спирали отношение диаметра диафрагмы  $D_d$  направляющего аппарата к его выходному диаметру, равного диаметру  $D_0$  колеса, выражается уравнением:

$$\frac{r_d}{r_0} = e^{\frac{2\pi}{z_{н.а.}} \mu \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (1.69)$$

$$\alpha_1 = 90 - \alpha;$$

$\mu = 1,2 - 1,8$  – эмпирический коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей, меньшие значения выбираются для меньших  $n_s$ .

Количество лопаток направляющего аппарата  $z_{н.а.}$  не должно совпадать с числом  $z$  лопастей колеса, а их количества должны быть взаимно простыми числами.

Угол входа лопатки  $\alpha_1$  находится из выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\ln \left( \frac{r_d}{r_0} \right) z_{н.а.}}{2\pi\mu} \quad (1.70)$$

В итоге лопатка по уравнению будет иметь форму, показанную на рис.

1.22:

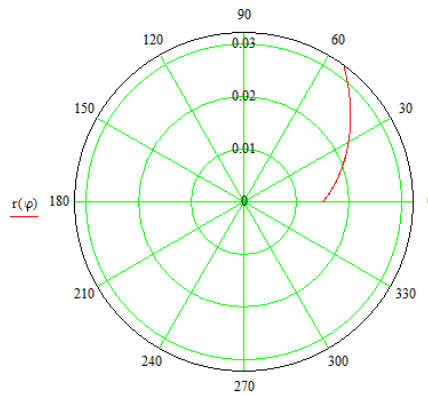


Рис. 1.22. Средняя линия лопатки направляющего аппарата

Лопатка оставляет закрутку потока в направлении вращения колеса, что может снижать напор ступени. Для устранения закрутки потока лопатку продолжают до ступицы колеса, придавая ей такую форму, что угол между касательной к линии лопатки и касательной к окружности ступицы равен  $90^{\circ}$  (рис. 1.23). Часто это угол увеличивают еще на 1 - 2 градуса для придания потоку из аппарата обратной закрутки при входе в следующее колесо. Это слегка увеличивает напор ступени.

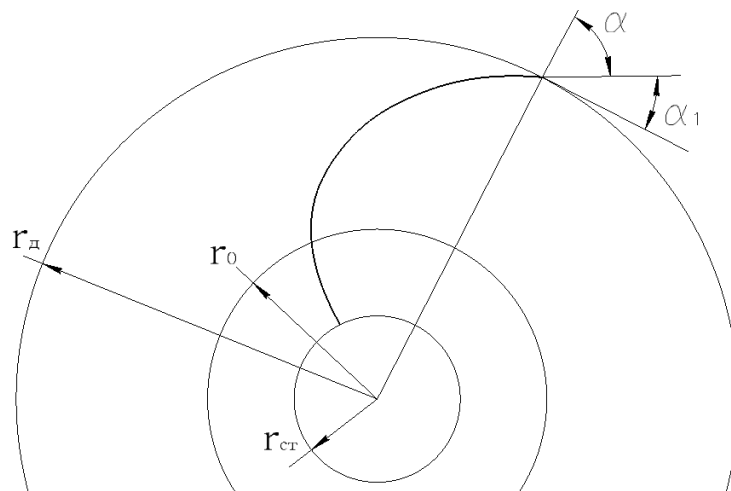


Рис. 1.23. Входной угол лопатки направляющего аппарата

Для преобразования скорости в давление квадратное сечение входа в направляющие каналы, как правило, более благоприятно, чем прямоугольное. Поэтому конечное число лопаток направляющего аппарата уточняется уже

при проектировании вместе с их формой профиля. Слишком малое число лопаток приводит к отрыву потока от них в каналах, что уменьшает КПД ступени, слишком большое – стесняет поток.

## **2. Диагональные центробежные ступени ЭЦН. Особенности конструкции и работы**

Лопастная система диагональных колес располагается в области поворота из осевого направления в диагональное. Возникающее при повороте потока неоднородное поле скоростей создает значительное различие в условиях движения жидкости и соответственно работы лопастной системы вблизи втулки и обода колеса. Входная кромка располагается в осевом входном канале, так как благодаря этому достигается достаточная длина лопасти и образуются большие каналы. Ввиду того что относительные входные скорости в связи с этим уменьшаются, лопасть менее чувствительна к входному удару. Это исключает возможность применения элементарной схемы с осреднением скоростей как по окружности, так и по нормальному сечению потока, которая удовлетворительно оправдывает себя применительно к радиальным колесам с цилиндрическими лопастями.

Возникает необходимость применить другую схему движения жидкости, которая должна быть возможно простой, должна отражать закономерности реального процесса, позволять обобщать накапливаемый опыт и на базе такого обобщения, строить расчет лопастной системы колеса.

В настоящее время для диагональных колес находит широкое применение схема осесимметричного потока, т.е. так называемая схема бесконечного числа лопастей, оправдавшая себя применительно к радиальным колесам. Эта схема приводит трехмерную задачу обтекания лопастной системы к двухмерной, т.е. к задаче движения жидкости по поверхности лопасти, т.к. движение по заданной поверхности определяется двумя координатами. Очевидно, что такая схематизация реального явления

значительно упрощает математическую постановку вопроса. Появляется возможность деления потока в области колеса на отдельные струи (линии тока) поверхностями тока, имеющими форму поверхностей вращения (рис. 2.1).

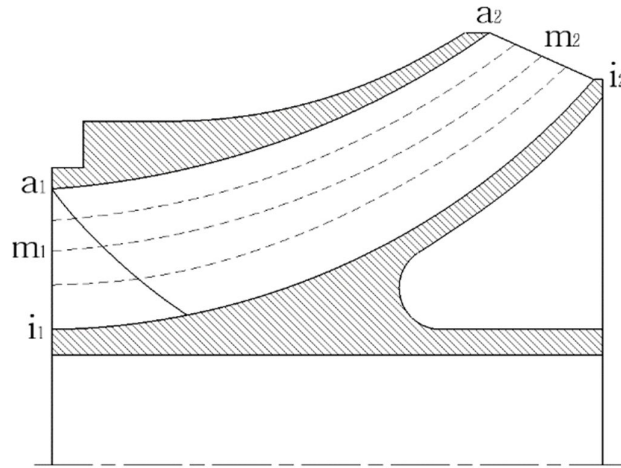


Рис. 2.1. Линии тока в меридиональном сечении рабочего колеса

Широкое признание находит так называемый равноскоростной тип потока. Опыт показывает возможность существенного воздействия на поле меридианных составляющих скоростей при входе и выходе потока из колеса за счет формы лопастей. Это открывает возможность использования более благоприятных с конструктивной точки зрения форм меридианных сечений проточной части колеса. В этом случае скорости по поперечному сечению потока (нормалям) принимаются одинаковыми. Такое осреднение скоростей в поперечном сечении потока в какой-то мере может быть оправдано влиянием вязкости. Экспериментальные исследования поля скоростей до колеса и после лопастной системы показывают, что путем варьирования конструкции лопастной системы можно добиться потока, приближающегося к равноскоростному на расчетном режиме. Форма поверхности лопастей при этом получается более плавной, а коэффициент полезного действия лопастной системы - более высоким. Преобладающее число руководств рекомендуют проектирование лопастных систем насосов только в равноскоростном потоке.

Метод расчета лопасти диагонального колеса в равноскоростном потоке представляет собой развитие элементарного способа построения

цилиндрических лопастей радиальных колес. Сущность его заключается в том, что расчет сечения лопасти вдоль каждой линии тока ведется обособленно, исходя из значений  $c_m$ , полученных построением равноскоростного потока и общего для всего колеса расчетного напора.

Поверхность лопасти состоит из совокупности линий тока, проложенных через входную кромку. Поэтому определяют настолько большое их количество, чтобы можно было с достаточной точностью определить поверхность лопасти. Естественно следует в первую очередь взять линии тока, лежащие на боковых стенках  $a_1a_2$  и  $i_1i_2$ , а остальные определить так, чтобы они были равномерно распределены, например, так, что соответствующие поверхности тока были взаимно ограничены одинаковыми парциальными расходами.

### 2.1. Эскизное проектирование меридионального сечения рабочего колеса.

Ниже предлагаются рекомендации, позволяющие определить размеры рабочего колеса из условия минимума гидравлических потерь при допущении, что он соответствует наименьшим значениям относительных скоростей в каналах рабочего колеса на входе и на выходе.

Для определения основных размеров необходимы некоторые начальные параметры: напор колеса  $H$  [м], диаметр вала  $d_v$  [м], внешний диаметр покрывного диска колеса  $D_{2a}$  [м], частота вращения вала  $n$  [об/мин], подача колеса  $Q$  [м<sup>3</sup>/с], толщина лопасти  $s$  [м].

Построим меридиональное сечение диагонального рабочего колеса. Диаметр втулки  $D_{1i}$  определяется из условия прочности:

$$D_{1i} = (1,1 \div 1,2)d_s \quad (2.1)$$

Диаметр всасывающей горловины  $D_{1a}$  определяется из условия минимума относительной скорости на входе:



$$D_{1a} = \sqrt{8\sqrt[3]{\frac{450Q^2}{\pi^4 n^2}} + D_{1i}^2} \quad (2.2)$$

Осевая скорость в горловине колеса равна меридиональной скорости, если отсутствует предварительная закрутка потока:

$$c_{1m} = c_0 = \frac{4Q}{\pi(D_{1a}^2 - D_{1i}^2)} \quad (2.3)$$

Коэффициент быстроходности:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{0,75\sqrt{H}} \quad (2.4)$$

Для диагональных колес, когда быстроходность  $n_s > 250$  внешняя линия тока  $a_1 a_2$  слишком коротка по сравнению с внутренней  $i_1 i_2$ . Это приводит к тому, что относительная скорость  $w_1$  на входе при  $a_1$  больше и при  $i_1$  меньше относительной выходной скорости  $w_2$ . Это приводит к неблагоприятным условиям течения. Для решения этой проблемы диаметр ведущего диска  $D_{2i}$  уменьшают:

$$D_{2i} = D_{2a} \sqrt{2 \left( e^{-0,04 \left( \frac{n_q}{30} - 1 \right)} \right)^2 - 1} \quad (2.5)$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.6)$$

Согласно статистическим исследованиям диагональных насосов форма меридиональной проекции рабочего колеса и направляющего аппарата оказывают влияние на форму кривой  $Q-H$ , путем изменения меридиональной скорости  $c_{2m}$  на выходе из колеса:

$$\frac{c_{1m}}{c_{2m}} = 1,889 - 0,00158n_s \quad (2.7)$$

Внешний диаметр средней линии тока:

$$D_{2m} = \frac{D_{2a} + D_{2i}}{2} \quad (2.8)$$

Ширина канала на выходе из колеса:

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_{2m} c_{2m}} \quad (2.9)$$

Осевая длина линий тока колеса:

$$z_E = (D_{2a} - D_{1m}) \left( \frac{n_q}{74} \right)^{1,07} \quad (2.10)$$

Число лопастей колеса:

$$z = 0,64 \left( \frac{200}{n_q} \right)^{0,74} \frac{\pi D_{2a}}{\sqrt{z_E^2 + (r_{2a} - r_{1a})^2}} \quad (2.11)$$

Данных параметров достаточно для построения эскиза меридионального сечения колеса.

Порядок построения:

1. Горизонтально проводится осевая линия;
2. Выше осевой и параллельно ей проводятся прямые 1, 2, 3, 4 на расстояниях  $D_{1i}/2$ ,  $D_{1a}/2$ ,  $D_{2i}/2$ ,  $D_{2a}/2$  соответственно;
3. На прямой 4 отмечается точка, из которой радиусом  $b_2$  строится окружность, ее пересечение с прямой 3 отмечает выходной канал колеса;
4. От центра предыдущей окружности на расстоянии  $z_E$  перпендикулярно осевой проводится прямая, пересечение которой с прямой 2, определяет входную кромку на внешней линии тока;
5. То же самое делается для точки пересечения окружности с прямой 3 и прямой 1;
6. Полученные пересечением четыре точки образуют эскизный четырехугольник сечения (пунктирные линии). Плавными соединенными этими точками (толстые линии, рис.2.2) образуют ориентировочное меридиональное сечение канала рабочего колеса (оно в дальнейшем будет уточняться).

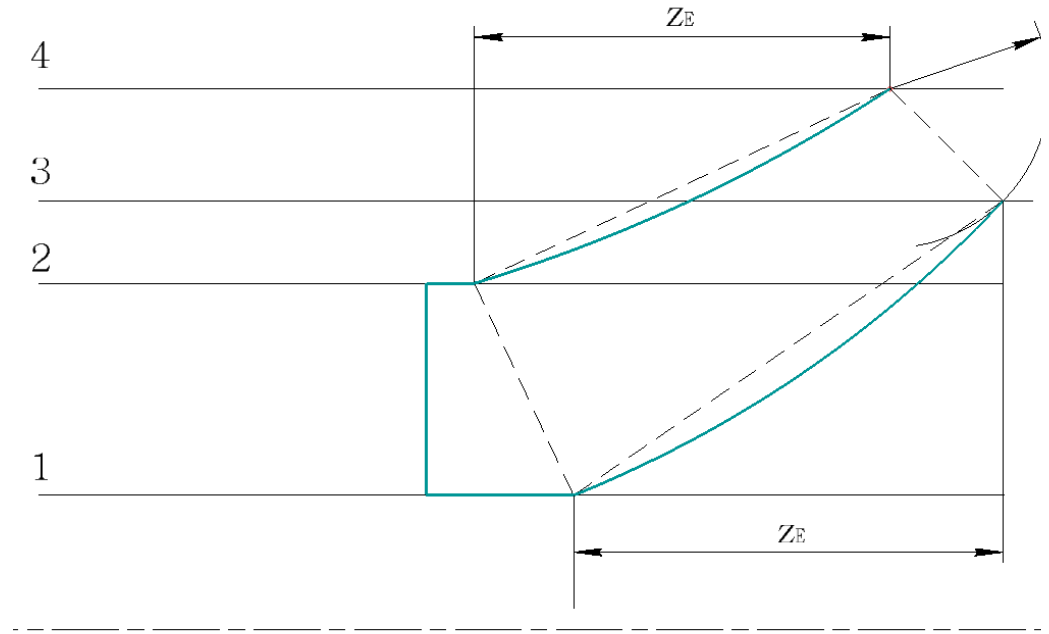


Рис. 2.2. Эскизное сечение канала диагонального рабочего колеса

## 2.2. Профилирование лопасти рабочего колеса. Уточнение эскиза меридионального сечения.

Построение поверхности лопасти колеса можно определить по точкам, рассчитываемым для любой линии тока согласно определенным уравнениям и сопутствующим им предположениям о характере течения жидкости в каналах колеса.

Для эскизного построения поверхности лопасти достаточно взять в расчет эскизное меридиональное сечение колеса, внешнюю линию тока  $a_1a_2$ , среднюю линию тока  $m_1m_2$  и внутреннюю линию тока  $i_1i_2$ .

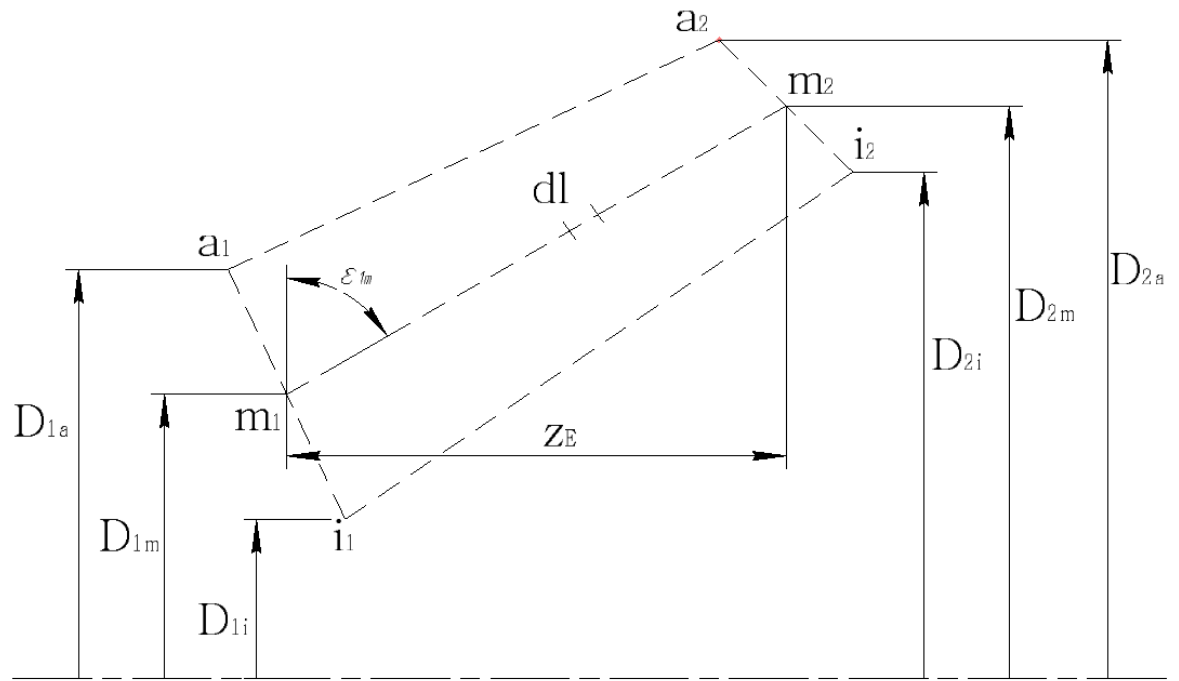


Рис. 2.3. Первичная расчетная схема рабочего колеса для посторения поверхности лопасти

Выполним расчет для средней линии тока  $m_1m_2$ . Для этого необходимо найти некоторые геометрические параметры колеса.

Внутренний диаметр средней линии тока:

$$D_{1m} = \frac{D_{1a} + D_{1i}}{2} \quad (2.12)$$

Шаг лопатей:

$$t_{1m} = \frac{\pi D_{1m}}{z} \quad (2.13)$$

Окружная скорость:

$$u_{1m} = \frac{\omega D_{1m}}{2} \quad (2.14)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Угол наклона линии тока на входной кромке относительно радиуса:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_{1m} = \frac{r_{2m} - r_{1m}}{z_E} \quad (2.15)$$

Толщина лопасти вдоль окружности:

$$\sigma_{1m} = \frac{s}{\sin \beta_{1m}} \quad (2.16)$$

Входной угол  $\beta_{1m}$  лопасти колеса можно определить, решив систему из данных уравнений:

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \beta_{1m} = \frac{c_0}{u_{1m}} \cos \varepsilon_{1m} \frac{t_{1m}}{t_{1m} - \sigma_{1m}}; \\ \sigma_{1m} = \frac{s}{\sin \beta_{1m}}. \end{cases} \quad (2.17)$$

Для определения выходного угла  $\beta_{2m}$  можно применить соотношение:

$$\frac{D_{2a}^2 - D_{2i}^2}{D_{1a}^2 - D_{1i}^2} = 0,35(1+p) \quad (2.18)$$

$p$  учитывает влияние конечного числа лопастей:

$$p = \frac{\psi r_{2m}^2}{z S_m} \quad (2.19)$$

Коэффициент давления:

$$\psi = \left( 1,7 + 13,3 \left( \frac{c_{2m}}{\omega r_{2m} \operatorname{tg} \beta_{2m(\text{тп})}} \right) \right) \sin \beta_{2m(\text{тп})} \quad (2.20)$$

Приведенный угол:

$$\sin \beta_{2m(\text{тп})} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{2m} \cos \varepsilon_s}{\sqrt{1 + (\operatorname{tg} \beta_{2m} \cos \varepsilon_s)^2}} \quad (2.21)$$

Угол наклона средней линии тока к радиусу:

$$\varepsilon_s = 90 \left( \frac{n_q}{200} \right)^{0,74} \quad (2.22)$$

Статический момент линии тока относительно оси:

$$S_m = \int_{r_{1m}}^{r_{2m}} r dl \quad (2.23)$$

Статический момент можно определить в виде  $S_m = \Delta l_m \sum_{r_{1m}}^{r_{2m}} r$  путем введения малых элементов  $\Delta l_m$ .

Здесь в эскизном проекте линия тока  $m_1m_2$  представляет прямую, чей статический момент удобно находится с помощью деления линии тока на достаточное количество малых элементов.

Длина эскизной линии тока  $l_m$ :

$$l_m = \sqrt{z_E^2 + (r_{2m} - r_{1m})^2} \quad (2.24)$$

Длина элемента  $\Delta l_m$ :

$$\Delta l_m = \frac{l_m}{M} \quad (2.25)$$

$M$  – число делений.

$$i = 0..M,$$

$$S_m = \Delta l_m \sum_{i=0}^{M-1} r_i,$$

$$r_i = \left( r_{1m} + \frac{r_{2m} - r_{1m}}{2M} \right) + \frac{r_{2m} - r_{1m}}{M} i - \text{радиус центра тяжести } i\text{-го элемента.}$$

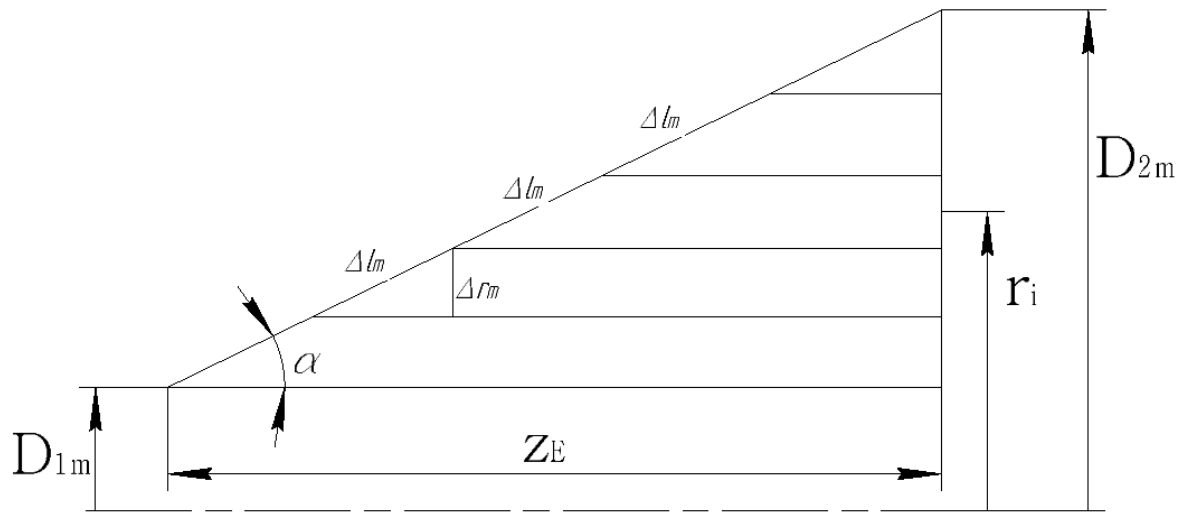


Рис. 2.4. Расчетная схема определения первичного значения  $S_m$

Выходной угол  $\beta_{2m}$  лопасти колеса можно определить, решив систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D_{2a}^2 - D_{2i}^2}{D_{1a}^2 - D_{1i}^2} = 0,35(1+p); \\ p = \frac{\psi r_{2m}^2}{z S_m}; \\ \psi = \left( 1,7 + 13,3 \left( \frac{c_{2m}}{\omega r_{2m} \operatorname{tg} \beta_{2m(\text{np})}} \right) \right) \sin \beta_{2m(\text{np})}; \\ \sin \beta_{2m(\text{np})} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{2m} \cos \varepsilon_s}{\sqrt{1 + (\operatorname{tg} \beta_{2m} \cos \varepsilon_s)^2}}; \\ \varepsilon_s = 90 \left( \frac{n_q}{200} \right)^{0,74}. \end{array} \right. \quad (2.26)$$

**Поверхность лопасти удобно вычерчивать по точкам.** Положение каждой точки рассчитывается в полярной системе координат (рис. 2.5).

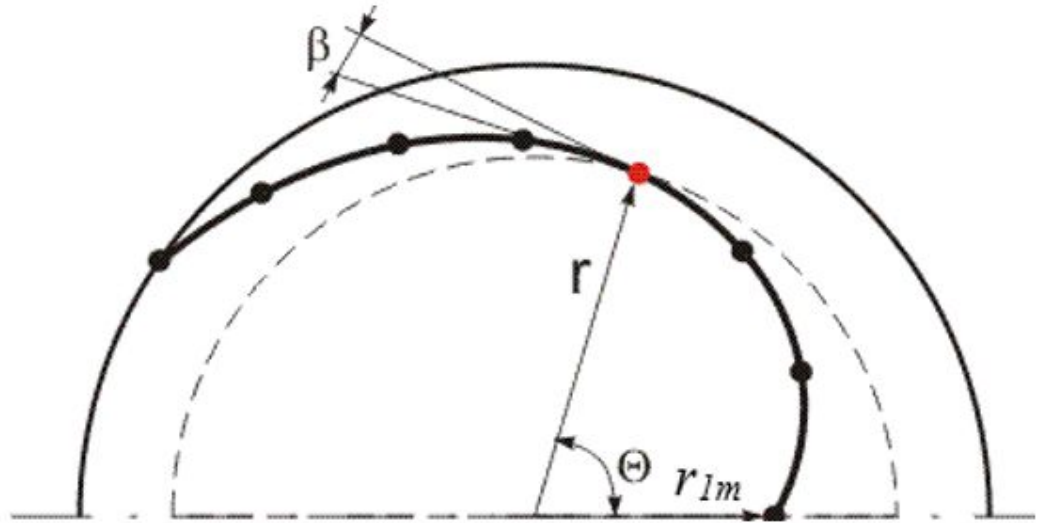


Рис. 2.5. Средняя линия лопасти рабочего колеса

**Угол наклона  $\theta_m$  для точки, имеющей радиус-вектор  $r$ , определяется по формуле:**

$$\theta_m(r) = \int_{r_{1m}}^r \frac{dl_m}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_m(r)} \quad (2.27)$$

**Угол наклона радиус-вектора для данной точки можно определить с некоторой погрешностью и через конечные значения:**

$$\theta_{mi} = \sum_{i=II}^n \frac{\Delta l_m}{r_i \cdot \operatorname{tg} \beta_m(r_i)} \quad (2.28)$$

где

$$\Delta l_m = \frac{1}{\sin \alpha} \Delta r_m \quad (2.29)$$

тогда

$$\sin \alpha = \frac{r_{2m} - r_{1m}}{l_m} \quad (2.30)$$

Тогда зависимость угла наклона от радиуса при допущении, что линия тока  $m_1 m_2$  прямая:

$$\theta_m(r) = \frac{l_m}{r_{2m} - r_{1m}} \int_{r_{1m}}^r \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_m(r)} \quad (2.31)$$

**Для расчета угла наклона радиус-вектора необходимо знать, как изменяется угол наклона лопасти в зависимости от радиус-вектора. Угол наклона лопасти определяется через меридиональную и относительную скорость жидкости, которые также зависят от радиус-вектора и степени стеснения:**

$$\beta_m(r) = \arcsin \left( \frac{c_m(r)}{w_m(r)} + \frac{zs}{2\pi r} \right) \quad (2.32)$$

Для загнутых назад лопастей оправдывает себя линейное изменение  $w_m(r)$ :

$$w_m(r) = w_{1m} - \frac{w_{1m} - w_{2m}}{r_{2m} - r_{1m}} (r - r_{1m}) \quad (2.33)$$

$$w_{1m} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{1m}} \quad (2.34)$$

$$w_{2m} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_{2m}} \quad (2.35)$$

Исходя из этого предположения, строится форма лопасти. **Ширина лопасти в зависимости от расстояния до оси колеса принимается как линейная зависимость по выражению:**

$$b_m(r) = b_{1m} - \frac{b_{1m} - b_{2m}}{r_{2m} - r_{1m}} (r - r_{1m}) \quad (2.36)$$



$$b_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1m} c_0 \left( \frac{t_{1m}}{t_{1m} - \sigma_{1m}} \right)} \quad (2.37)$$

$$b_{2m} = \frac{Q}{\pi D_{2m} c_{2m}} \quad (2.38)$$

Изменение меридиональной скорости по каналу колеса:

$$c_m(r) = c_{1m} - \frac{c_{1m} - c_{2m}}{r_{2m} - r_{1m}} (r - r_{1m}) \quad (2.39)$$

Используя эти зависимости можно построить профиль средней линии лопасти для линии тока  $m_1 m_2$ .

Такие же действия следует сделать для линии  $a_1 a_2$  и  $i_1 i_2$  (рис.2.6).

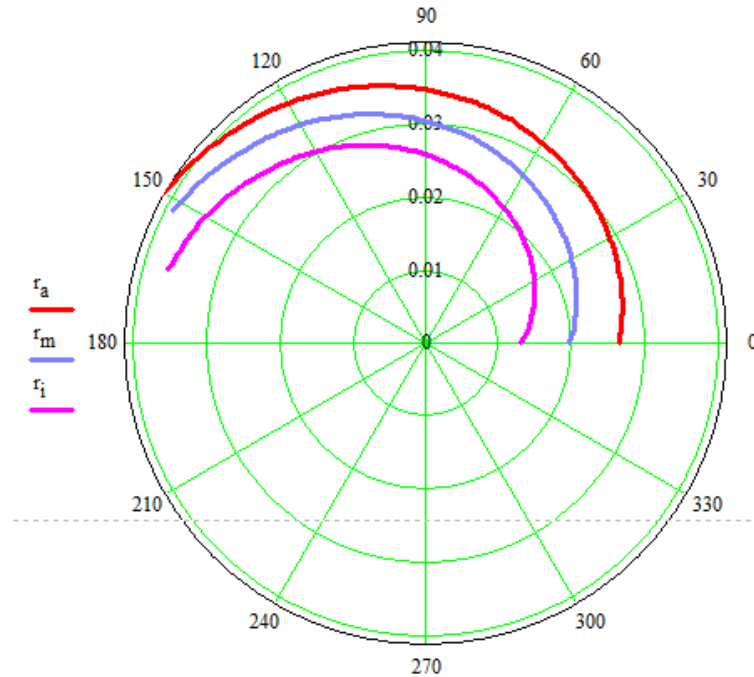


Рис. 2.6. Средние линии лопасти для различных линий тока

Полученное меридиональное эскизное сечение колеса и профили средних линий лопасти для линий тока необходимо уточнить. Для получения сечения колеса эскиз необходимо «сгладить», плавно попарно соединив точки (толстые линии рис. 2.2), образуя ориентировочное меридиональное сечение канала рабочего колеса.

Уточнение меридионального сечения проводится по схеме равноскоростного потока по нормали к линиям токов, когда меридиональная скорость  $c_m$  принимается постоянной вдоль них (рис. 2.7).

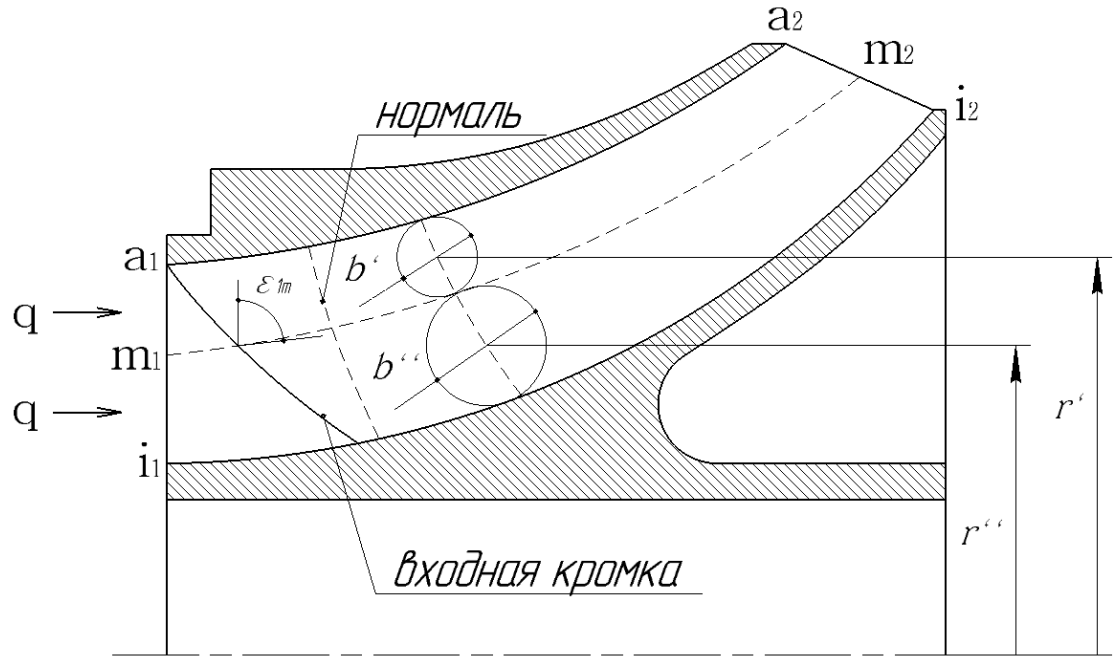


Рис. 2.7. Меридиональное сечение рабочего колеса

$$c_m^{\cdot} = c_m^{\ddot{}} \quad (2.40)$$

$$c_m^{\cdot} = \frac{q}{2\pi r^{\cdot} b^{\cdot}},$$

$$c_m^{\ddot{}} = \frac{q}{2\pi r^{\ddot{}} b^{\ddot{}}},$$

$$q = \frac{Q}{n}, \quad n = 2 \text{ (в данном случае),}$$

$$r_{1m} = \sqrt{\frac{r_{1a}^2 + r_{1i}^2}{2}}.$$

Таким способом строят достаточное количество нормалей к линиям токов и подбирают форму линий  $a_1a_2$ ,  $m_1m_2$  и  $i_1i_2$  для сохранения значения меридиональной скорости постоянной вдоль каждой из нормалей. Также необходимо уточнить значение меридиональной скорости  $c_{2m}$  на выходной кромке для уточнения зависимости  $c_m(r)$ , т.к. при эскизном проектировании она вычислялась по эмпирической формуле статистических исследований

диагональных насосов. Значение этой скорости необходимо для дальнейшего уточнения средней линии лопасти.

Также уточняется входной угол  $\beta_1$  для каждой линии тока путем ввода в уравнение для его нахождения действительного угла наклона касательной к линии тока на входной кромке относительно радиуса  $e_1$ , который берется из уточненного меридионального сечения.

Уточняется выходной угол  $\beta_2$ , т.к. для его нахождения были приняты упрощенные зависимости для определения статических моментов линий токов. Для определения действительных статических моментов меридиональное сечение колеса вводится в прямоугольную систему координат, где ось абсциссы совпадает с осью вращения.

Из чертежа набирается таблица значений аргумента  $x$  и значений функции  $f=r(x)$ . А вид функции  $r(x)$ , описывающую линию тока, можно найти используя аппроксимацию, представив ее в виде полинома, например, 2-й или 3-й степени (рис. 2.8).

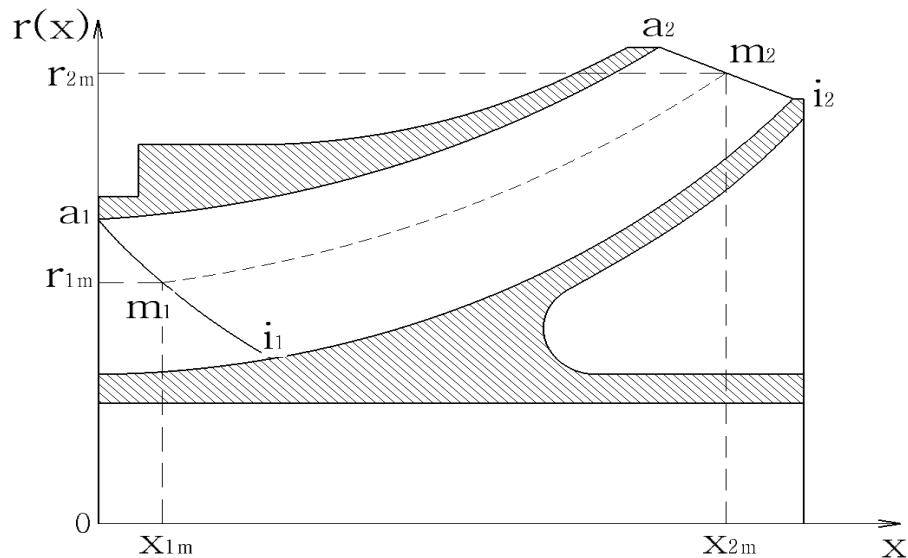


Рис. 2.8. Внесение меридионального сечения колеса в прямоугольную систему координат

Статический момент для  $m_1 m_2$  можно выразить через  $f=r(x)$ , где:

Длина линии тока:

$$l_m = \int_{x_{1m}}^{x_{2m}} \sqrt{1 + \left(\frac{dr_m(x)}{dx}\right)^2} dx \quad (2.41)$$

Тогда

$$dl_m = \sqrt{1 + \left(\frac{dr_m(x)}{dx}\right)^2} dx$$

Статический момент:

$$S_m = \int_{r_1}^{r_2} r dl_m = \int_{x_{1m}}^{x_{2m}} r_m(x) \sqrt{1 + \left(\frac{dr_m(x)}{dx}\right)^2} dx \quad (2.42)$$

Таким же образом определяется с помощью чертежа статические моменты всех линий токов, а затем уточняются значения выходного угла для каждой.

Эскиз средней линии лопасти строился с допущением, что каждая линия тока представлена линейной зависимостью  $r(x)$  от  $x$ , а  $c_{2m}$  определялась согласно статистическим исследованиям.

Действительную среднюю линию лопасти можно найти, используя данные с этого же уточненного меридионального сечения. Только для удобства построения следует найти вид обратной функции от  $f=r(x)$ , т.е.  $f=x(r)$ . Для этого можно использовать те же данные, что были взяты с чертежа при нахождении  $f=r(x)$ , лишь с тем отличием, что аргумент и функция меняются местами. Вид функции  $x(r)$ , также находится с помощью аппроксимации, представив ее в виде полинома. Значение  $c_{2m}$  также берется из данных, полученных при уточнении сечения канала колеса по схеме равноскоростного потока по нормали к линиям токов. Тогда для  $m_1 m_2$  длина линии тока:

$$l_m = \int_{r_{1m}}^{r_{2m}} \sqrt{1 + \left(\frac{dx_m(r)}{dr}\right)^2} dr \quad (2.43)$$

$$dl_m = \sqrt{1 + \left(\frac{dx_m(r)}{dr}\right)^2} dr$$

Угол охвата лопасти:

$$\theta_m(r) = \int_{r_{1m}}^r \frac{dl_m}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_m(r)} = \int_{r_{1m}}^r \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{dx_m(r)}{dr}\right)^2}}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_m(r)} dr \quad (2.44)$$

Таким же образом уточняются профили для остальных линий тока.

### 2.3. Проектирование полуосевого направляющего аппарата.

При проектировании полуосевого (диагонального) направляющего аппарата, в первую очередь необходимо определить входные и выходные диаметры. Поэтому проектирование начинается с меридионального сечения, которое должно быть согласовано с рабочим колесом (особенно  $D_{2a}$  и  $D_{2i}$ ). Чтобы избежать чрезмерных пульсаций давления внутренний диаметр направляющего аппарата может быть найден из отношения:

$$\frac{D_{3a}}{D_{2a}} = 1,04 + \frac{n_q - 40}{1000} \quad (2.45)$$

Расстояния между лопастями колеса и лопатками статора  $B$  (рис.2.9) могут быть выбраны в соответствии с:

$$B \geq 0,3 b_2 \quad (2.46)$$

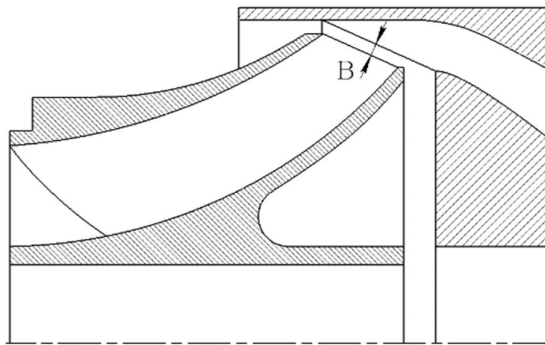


Рис. 2.9. Сечение диагональной ступени

Осевая длина диффузора должна быть достаточно большой, чтобы держать потери из-за отклонения потока и замедления в приемлемых пределах. Минимальное значение осевой длины  $L_{LE}$  (рис.2.10) может быть определено из:

$$L_{LE} = 0,72 \left( \frac{n_g}{200} \right)^{0,19} D_{2m} \quad (2.47)$$

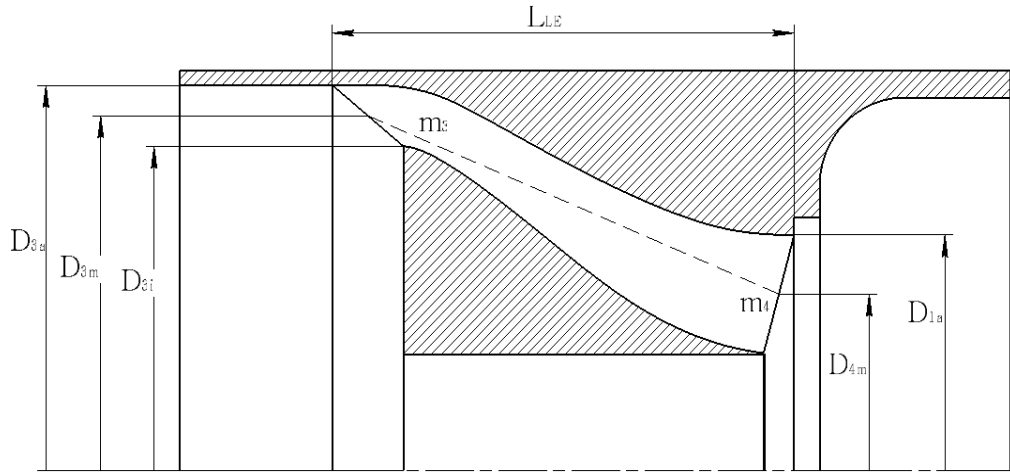


Рис. 2.10. Меридиональное сечение полуосевого направляющего аппарата

При проектировании профиля лопатки направляющего аппарата применяют форму в виде дуги окружности (рис.2.11).

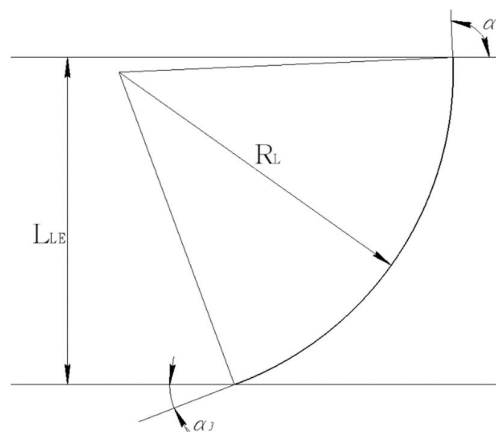


Рис. 2.11. Средняя линия лопатки диагонального направляющего аппарата

Входной угол лопатки  $\alpha_3$ , определяется из выражения:

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2m}}{c_{2u}} \quad (2.48)$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_{2u} = \frac{gH60\sqrt{2}}{\pi m \eta_e \sqrt{D_{2a}^2 + D_{1a}^2}} \quad (2.49)$$

Ориентировочное значение гидравлического КПД колеса:

$$\eta_e = \frac{1}{1 + \frac{1}{2gH}(0,2w_{1m}^2 + 0,35w_{2m}^2)} \quad (2.50)$$

Число лопаток направляющего аппарата  $z_L$  не должно совпадать с числом  $z$  лопастей колеса, а их количества должны быть взаимно простыми числами. Выходной угол лопатки  $\alpha_4$  можно найти, решив систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_4} = -\frac{p_L}{\operatorname{tg} \alpha_3}; \\ p_L = \frac{\psi_L r_{3m}^2}{z_L S_L}; \\ \psi_L = 1, 2(1 + \sin \alpha_4) \frac{r_{4m}}{r_{3m}}. \end{cases} \quad (2.51)$$

Статический момент  $S_L$  линии  $m_3 m_4$  можно найти упрощенно как в случае колеса:

$$\begin{aligned} i &= 0..N, \\ S_L &= \Delta L_L \sum_{i=0}^{N-1} r_i, \\ r_i &= \left( r_{4m} + \frac{r_{3m} - r_{4m}}{2N} \right) + \frac{r_{3m} - r_{4m}}{N} i - \text{радиус центра тяжести } i\text{-го элемента.} \end{aligned}$$

Радиус дуги в этом случае равен:

$$R_L = \frac{L_{LE}}{\cos \alpha_3 - \cos \alpha_4} \quad (2.52)$$

Цилиндрическая поверхность лопатки описывается перемещением образующей по каналу диффузора. Образующая наклонена к внутреннему конусу с диаметром  $D_{3i}$  под углом  $\alpha_{in}$ :

$$\alpha_{in} = 20 + 0,0615(n_s - 15) \quad (2.53)$$

При перемещении образующей угол ее наклона к внутреннему конусу изменяется от  $\alpha_{in}$  до  $\alpha_{out}=0-15^\circ$  для создания дополнительной обратной закрутки потока на выходе перед следующей ступенью (рис.2.12).

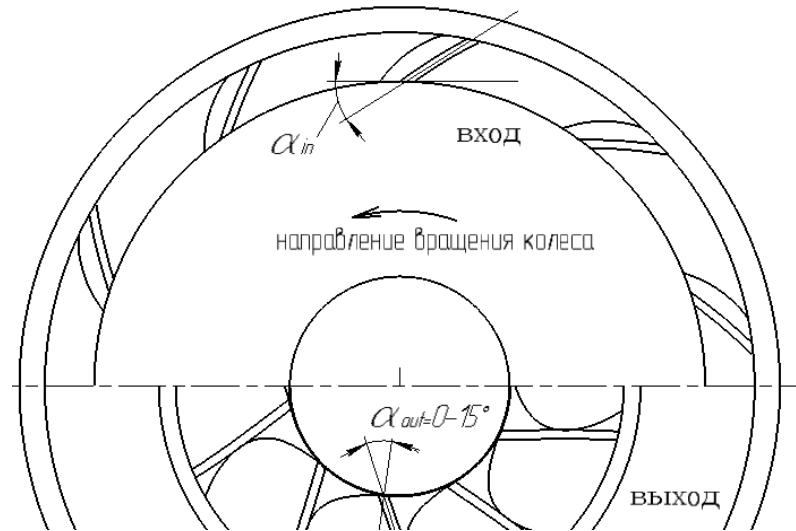


Рис. 2.12. Вид на вход и выход полуосевого направляющего аппарата

Полученный эскиз сечения канала и профиль лопатки диагонального направляющего аппарата так же, как и при расчете рабочего колеса уточняется по схеме равноскоростного потока по нормали к линиям токов через уточнение меридиональных скоростей по каналу.

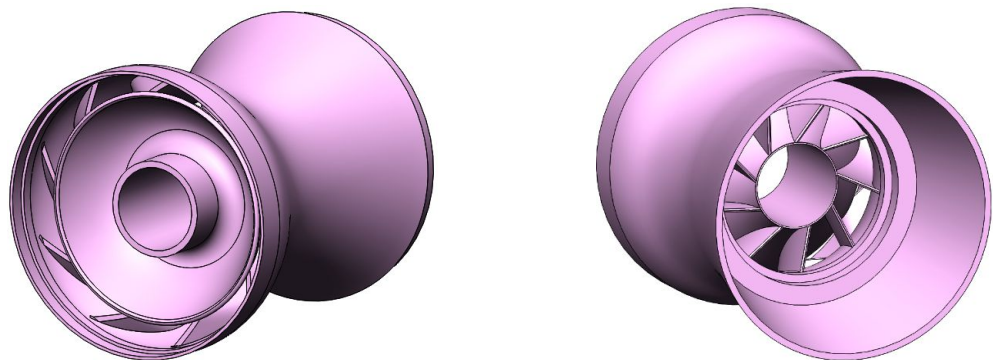


Рис. 2.13. Модель диагонального направляющего аппарата



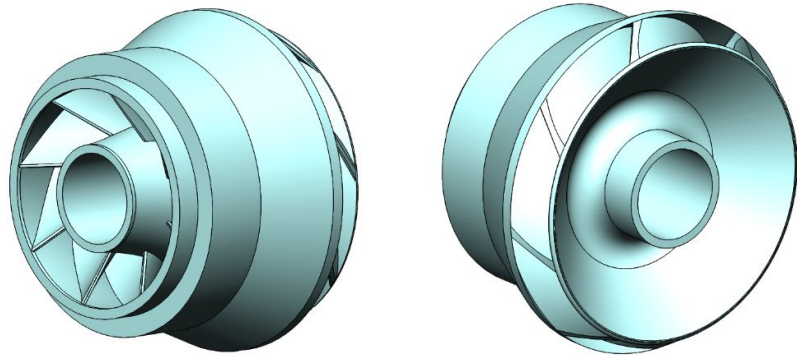


Рис. 2.14. Модель диагонального рабочего колеса

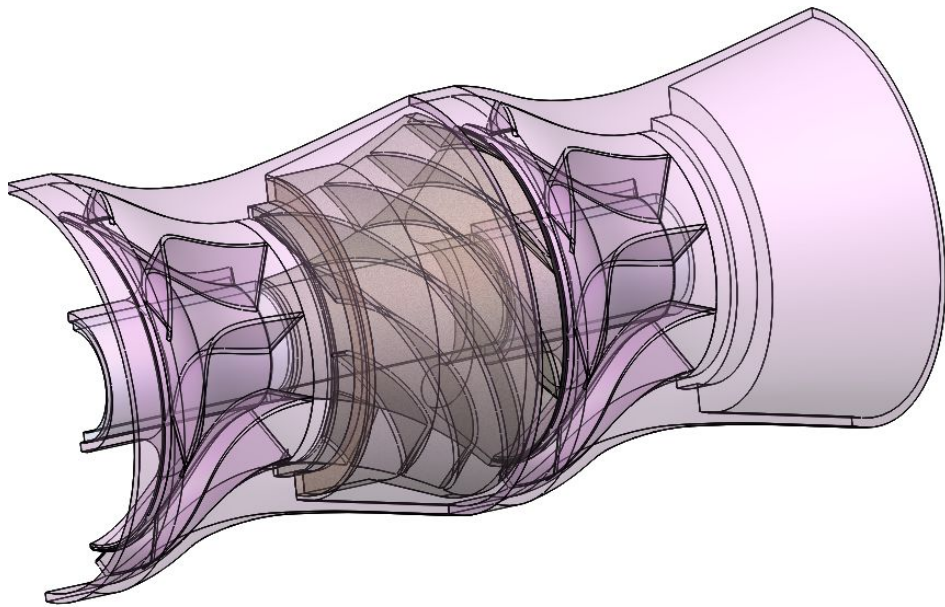


Рис. 2.15. Модель ступени диагонального насоса

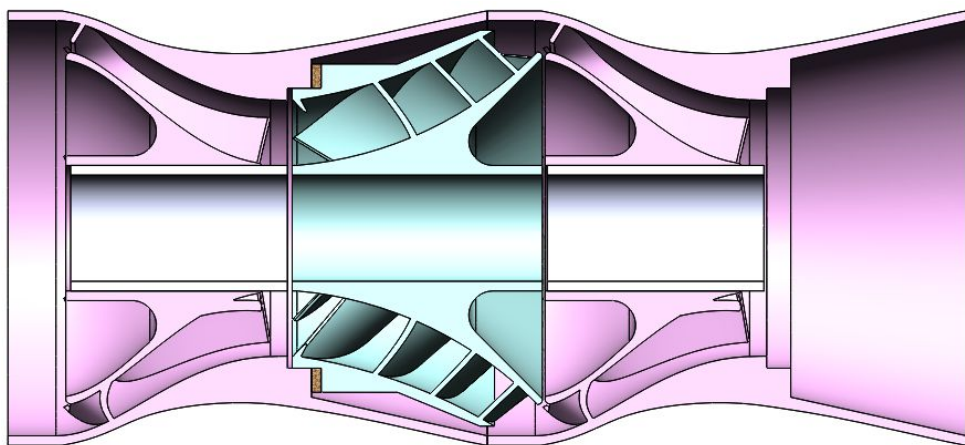


Рис. 2.16. Меридиональное сечение ступени диагонального насоса

Приложение к методике

### 3. Пример расчета радиальной рабочей ступени центробежного насоса.

#### 3.1. Определение основных геометрических параметров рабочего колеса.

Основные геометрические параметры рабочего колеса ступени ЭЦН определяются по представленной выше методике на основании исходных данных.

Исходные данные для расчета:

Подача  $Q_{сут} = 120 \text{ м}^3/\text{сут}$ ;

Расчетный напор  $H = 5,5 \text{ м}$ ;

Частота вращения  $n_n = 2860 \text{ об/мин}$ ;

Диаметр приводного вала  $d_в = 17 \text{ мм}$ ;

Толщина лопасти  $s = 0,001 \text{ м}$ .

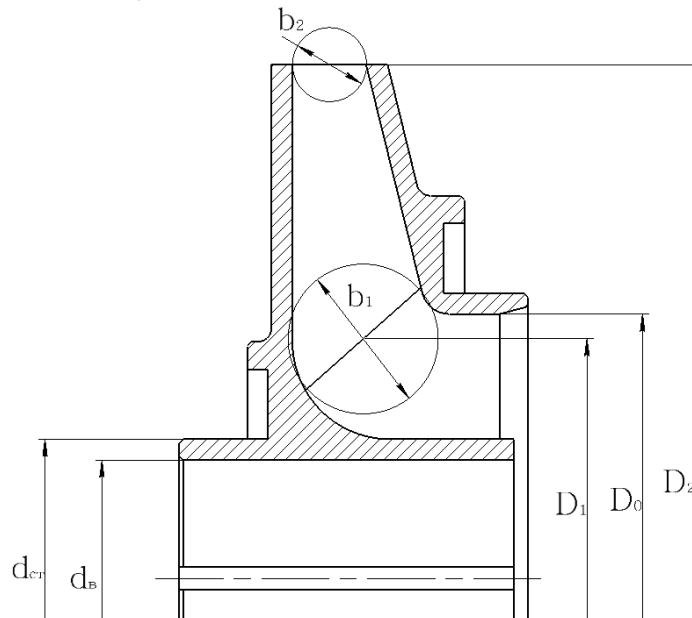


Рис. 3.1. Расчетная схема рабочего колеса

1. Определение коэффициента быстроходности:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 2860 \cdot \frac{\sqrt{1,39 \cdot 10^{-3}}}{5,5^{3/4}} = 108,4$$

$$Q = \frac{Q_{сут}}{86400} = 1,39 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

2. Определение полного КПД:

$$\eta_o = \frac{1}{1+0,68n_s^{-2/3}} = \frac{1}{1+0,68 \cdot 108,4^{-2/3}} = 0,97$$

$$\eta_z = 0,7 + 0,00835 \lg \left( 4 \sqrt[3]{\frac{120}{24 \cdot 2860}} \right) = 0,7$$

$$\eta_m \approx 0,85$$

$$\eta = \eta_o \eta_z \eta_m = 0,97 \cdot 0,7 \cdot 0,85 = 0,58.$$

3. Диаметр ступицы колеса:

$$d_{cm} = (1,1 \div 1,25) d_g = 18,7 \div 21,25 \text{ мм},$$

$$d_{cm} = 21 \text{ мм}.$$

4. Диаметр входа в колесо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_{pk}}{\pi c_0} + d_{cm}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,43 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,35} + 0,021^2} = 0,042 \text{ м},$$

$$c_0 = 0,06 \sqrt[3]{Q n_n^2} = 0,06 \sqrt[3]{1,39 \cdot 10^{-3} \cdot 2860^2} = 1,35 \text{ м/с},$$

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o} = \frac{1,39 \cdot 10^{-3}}{0,97} = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Ориентировочный диаметр начала лопастей:

$$D_1 = 0,8 D_0 = 0,8 \cdot 0,042 = 0,034 \text{ м}.$$

6. Выбираются предполагаемые коэффициенты стеснения на входе и на выходе и коэффициент напора:

$$k_1 = 1,27;$$

$$k_2 = 1,1;$$

$$k = 0,8.$$

7. Меридиональная составляющая абсолютной скорости:

$$c_{1m} = k_1 c_0 = 1,27 \cdot 1,35 = 1,71 \text{ м/с}.$$

8. Ширина лопасти на входе:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi D_1 c_{1m}} = \frac{1,43 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 1,71} = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

9. Входной угол лопасти:

$$u_1 = D_1 \pi \frac{n_n}{60} = 0,034 \cdot 3,14 \cdot \frac{2860}{60} = 5,05 \text{ м/с},$$

$$\beta_{1u} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1m}} + \Delta\beta = \arctg \frac{1,71}{5,05} + 2 = 20,6^\circ$$

$$c_{1u} = 0 \text{ м/с (без предварительной циркуляции)}.$$

10. Выходной угол лопасти:

$$\beta_{2,n} = \arcsin \left[ \left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{omm} \frac{c_{2m} k_2}{c_{1m} k_1} \sin \beta_{1,n} \right] = \arcsin \left[ 1,34 \frac{1,48}{1,71} \frac{1,1}{1,27} \sin(20,6^0) \right] = 20,6^0$$

$$\left( \frac{w_1}{w_2} \right)_{omm} = 5,65 \cdot 10^{-5} n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} n_s + 2,65 =$$

$$= 5,65 \cdot 10^{-5} \cdot 108,4^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 108,4 + 2,65 = 1,34$$

$$c_{2m} = k_2 c_0 = 1,1 \cdot 1,35 = 1,48.$$

11. Наружный диаметр:

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2,n}} + \sqrt{\left( \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2,n}} \right)^2 + g H_E + c_{1u} u_1} = \frac{1,48}{2 \operatorname{tg}(20,6^0)} + \sqrt{\left( \frac{1,48}{2 \operatorname{tg}(20,6^0)} \right)^2 + 9,81 \cdot 9,82} = 12 \text{ м/с},$$

$$H_E = \frac{H}{\eta_e k} = \frac{5,5}{0,7 \cdot 0,8} = 9,82 \text{ м},$$

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n_u} = 60 \frac{12}{3,14 \cdot 2860} = 0,08 \text{ м}.$$

12. Ширина лопасти на выходе:

$$b_2 = \frac{Q k_2}{\pi D_2 c_{2m}} = \frac{1,39 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 1,48} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

13. Число лопастей:

$$z = A \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \left( \frac{\beta_{1,n} + \beta_{2,n}}{2} \right) = 9 \frac{0,08 + 0,034}{0,08 - 0,034} \sin \left( \frac{20,6 + 20,6}{2} \right) = 8.$$

Толщина лопасти  $s=1$  мм.

Уточняющий расчет:

$$k'_1 = \frac{1}{1 - zS / \pi D_1 \sin \beta_{1,n}} = \frac{1}{1 - 8 \cdot 0,001 / 3,14 \cdot 0,034 \cdot \sin(20,6^0)} = 1,24;$$

$$k'_2 = \frac{1}{1 - zS / \pi D_2 \sin \beta_{2,n}} = \frac{1}{1 - 8 \cdot 0,001 / 3,14 \cdot 0,08 \cdot \sin(20,6^0)} = 1,1;$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{z} \left( \frac{1 + \sin \beta_{2,n}}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{8} \left( \frac{1 + \sin(20,6^0)}{1 - \left( \frac{0,034}{0,08} \right)^2} \right)} = 0,8.$$

Уточненные коэффициенты не отличаются от выбранных в п.6, в связи с чем пересчет делать не нужно.

14. Уточнение напора  $H'$  рабочего колеса с помощью формул Эйлера и Стодола:

$$H' = H_T \eta_z = 8,2 \cdot 0,7 = 5,7 \text{ м};$$

$$H_{Tc} = \frac{u_2^2 \mu_2}{g} = \frac{12^2 \cdot 0,56}{9,81} = 8,2 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \mu_2 &= 1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \operatorname{tg} \beta_{2n}} - \frac{\pi}{z} \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2} \right) \sin \beta_{2n} = \\ &= 1 - \frac{1,48}{12 \cdot \operatorname{tg}(20,6^\circ)} - \frac{3,14}{8} \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{0,08}{0,034} \right)^2} \right) \sin(20,6^\circ) = 0,56. \end{aligned}$$

### 3.2. Профилирование лопасти колеса ступени ЭЦН.

1. Относительная скорость в начале лопасти:

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin(\beta_{1n})} = \frac{1,71}{\sin(20,6^\circ)} = 4,85 \text{ м / с}.$$

2. Относительная скорость в конце лопасти:

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin(\beta_{2n})} = \frac{1,48}{\sin(20,6^\circ)} = 4,2 \text{ м / с}.$$

3. Функция изменения относительной скорости от радиуса:

$$w(r) = w_1 - \frac{w_1 - w_2}{r_2 - r_1} (r - r_1).$$

4. Функция изменения ширины лопасти от радиуса:

$$b(r) = b_1 - \frac{b_1 - b_2}{r_2 - r_1} (r - r_1).$$

5. Функция изменения радиальной скорости при бесконечно тонких лопастях от радиуса:

$$c_{r\infty}(r) = \frac{Q_{pk}}{2\pi r b(r)}$$

6. Функция изменения угла наклона лопасти от радиуса:

$$\beta(r) = \arcsin\left(\frac{c_{r\infty}(r)}{w(r)} + \frac{zs}{2\pi r}\right).$$

7. Функция зависимости угла радиус-вектора от радиуса:

$$\theta(r) = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta(r)}.$$

8. На основе этих функций в пакете Mathcad 15 рассчитаны значения угла радиус-вектора для 100 точек и построена средняя линия лопасти:

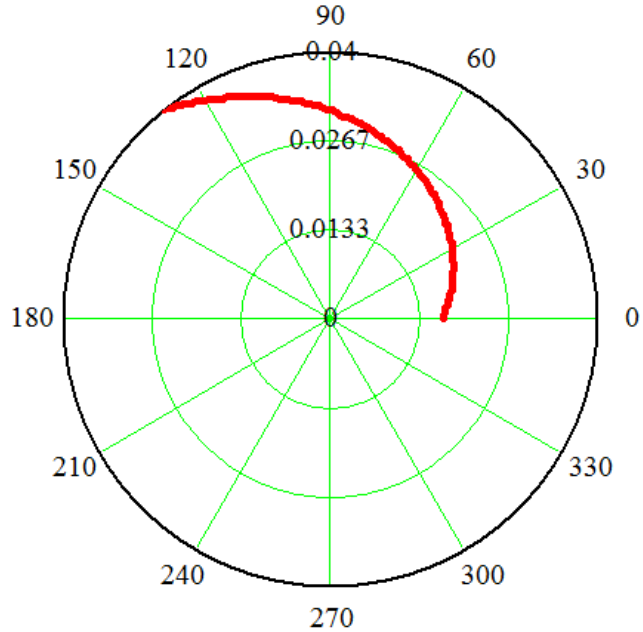


Рис. 3.2. Средняя линия лопасти рабочего колеса ЭЦН

### 3.3. Расчет направляющего аппарата ЭЦН и профилирование его лопатки.

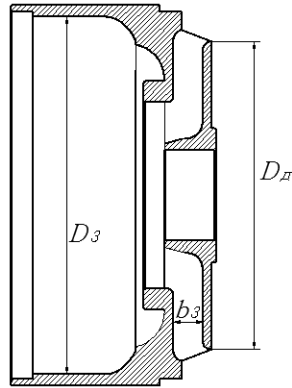


Рис. 3.3. Расчетная схема направляющего аппарата

1. Внутренний диаметр направляющего аппарата:

$$D_3 = 1,06D_2 = 1,06 \cdot 0,08 = 0,085 \text{ м.}$$

2. Ширина каналов:

$$b_3 = 1000D_2 \frac{1,14 \frac{2800}{n_n} \left( \frac{90}{1000D_2} \right)^2 \frac{Q_{сум}}{86,4} + 3,57}{90} =$$

$$= 1000 \cdot 0,08 \frac{1,14 \frac{2800}{2860} \left( \frac{90}{1000 \cdot 0,08} \right)^2 \frac{120}{86,4} + 3,57}{90} = 4,9 \text{ мм.}$$

3. Диаметр диафрагмы:

$$D_0 = \sqrt{(1000D_3)^2 - \left( \frac{1000D_2}{90} \right)^2 \frac{378,9 \frac{2800}{n_n} \left( \frac{90}{1000D_2} \right)^2 \frac{Q_{сум}}{86,4} + 521,86}{0,785}} =$$

$$= \sqrt{(1000 \cdot 0,085)^2 - \left( \frac{1000 \cdot 0,08}{90} \right)^2 \frac{378,9 \frac{2800}{2860} \left( \frac{90}{1000 \cdot 0,08} \right)^2 \frac{120}{86,4} + 521,86}{0,785}} =$$

$$= 77,6 \text{ мм.}$$

4. Выберем количество лопаток  $z_{на}=11$ . Угол входа лопатки:

$$\alpha_1 = \arctg \left( \frac{\ln \left( \frac{r_0}{r_0'} \right) z_{н.а.}}{2\pi\mu} \right) = \arctg \left( \frac{\ln \left( \frac{0,039}{0,021} \right) 11}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,6} \right) = 33,8^\circ.$$

5. Функция зависимости радиуса радиус-вектора от угла:

$$r(\varphi) = r_0 e^{\frac{1}{\operatorname{ctg}(\alpha_1)} \varphi} \quad \text{или} \quad \varphi(r) = \operatorname{ctg}(\alpha_1) \ln \left( \frac{r}{r_0} \right).$$

6. На основе этой функции в пакете Mathcad 15 были рассчитаны значения угла радиус-вектора для 100 точек и построена средняя линия лопатки направляющего аппарата:

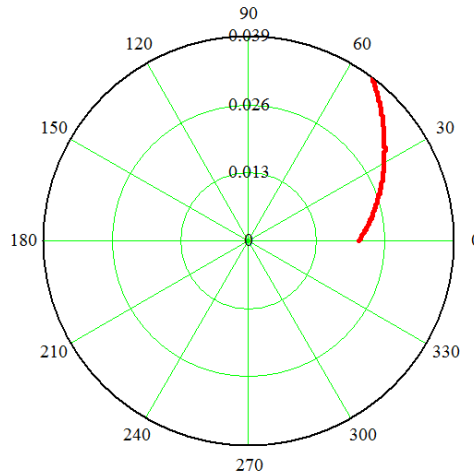


Рис. 3.4. Средняя линия лопатки направляющего аппарата ЭЦН

7. Модели рабочего колеса и направляющего аппарата, спроектированные по этим расчетам, представлены на рис. 3.5 и 3.6, а сборка ступени – на рис.3.10.

Также среднюю линию лопатки можно построить с помощью дуги окружности, используя соотношения:

$$\operatorname{tg}(\beta_4) = \mu \frac{t_3}{t_3 - \frac{s_{на}}{\sin(\beta_4)}} \cdot \operatorname{tg}(\beta_3);$$

$$\operatorname{tg}(\beta_3) = l \frac{\lambda}{4} \frac{1}{b_3};$$

$l$  – длина средней линии тока ABC;

$\lambda \approx 0,04$  – коэффициент трения;

$s_{на}$  – толщина лопатки;

$\mu = 1,2 - 1,8$  – эмпирический коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей, меньшие значения выбираются для меньших  $n_s$ ;

$b_3$  – ширина канала направляющего аппарата.



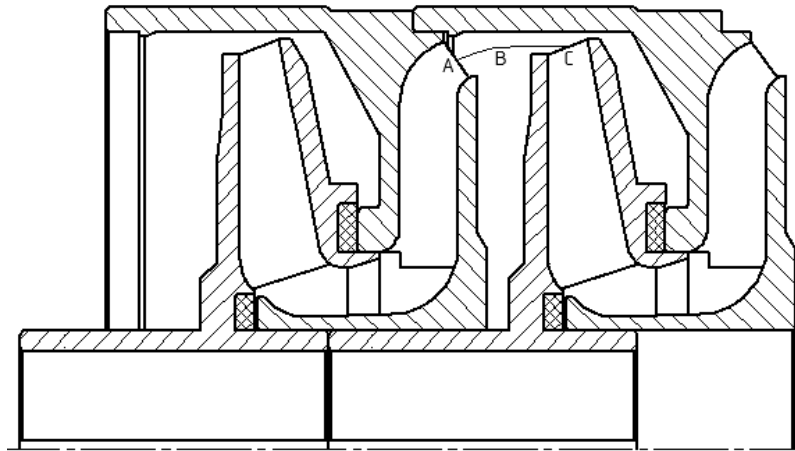


Рис. 3.5. Сечение ступени.

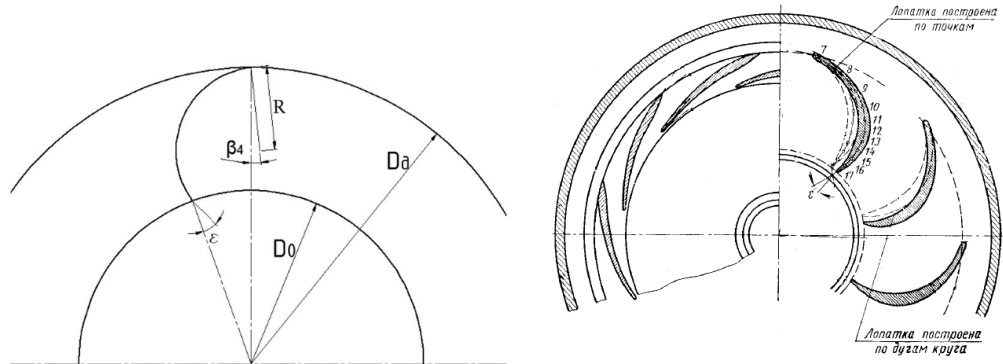


Рис. 3.6. Лопатки направляющего аппарата.

$$R = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{D_d}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_0}{2}\right)^2}{\frac{D_d}{2} \cos(\beta_4) - \frac{D_0}{2} \left(\frac{\pi}{2} + \epsilon\right)} - \text{радиус дуги лопатки}$$

$\epsilon = 0 - 15^\circ$  – дополнительный угол для обратной закрутки потока.

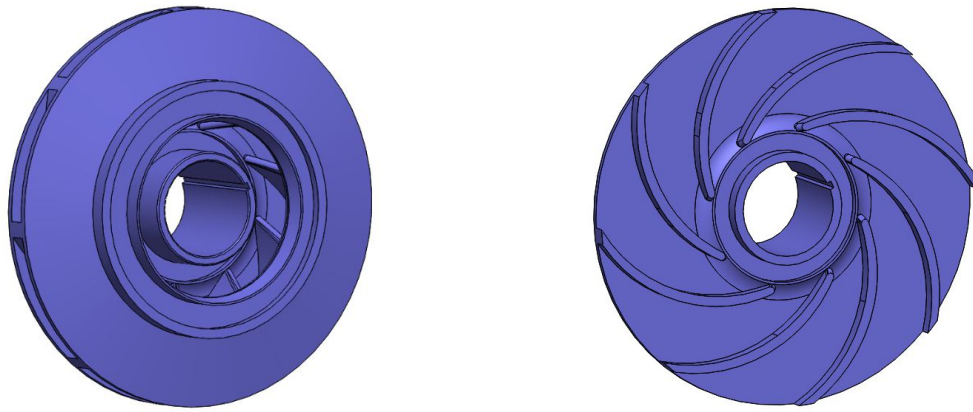


Рис. 3.8. Общий вид и разрез рабочего колеса ЭЦН

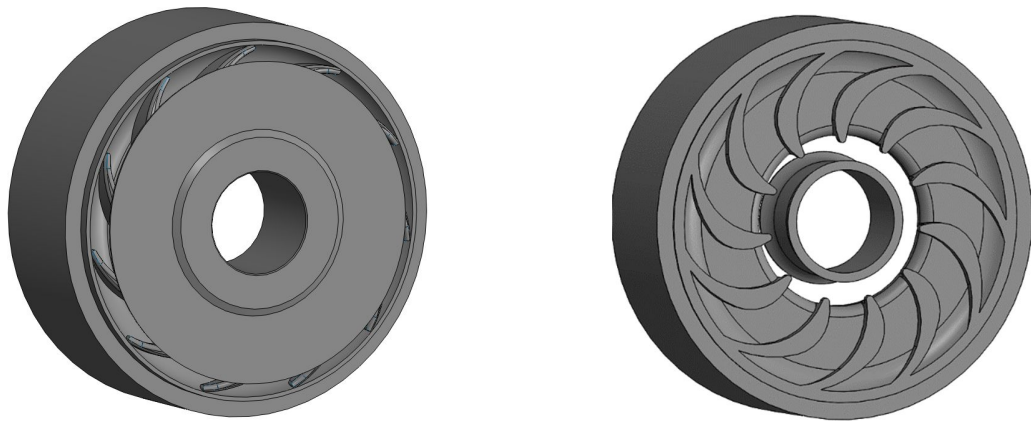


Рис. 3.9. Общий вид и разрез направляющего аппарата ЭЦН

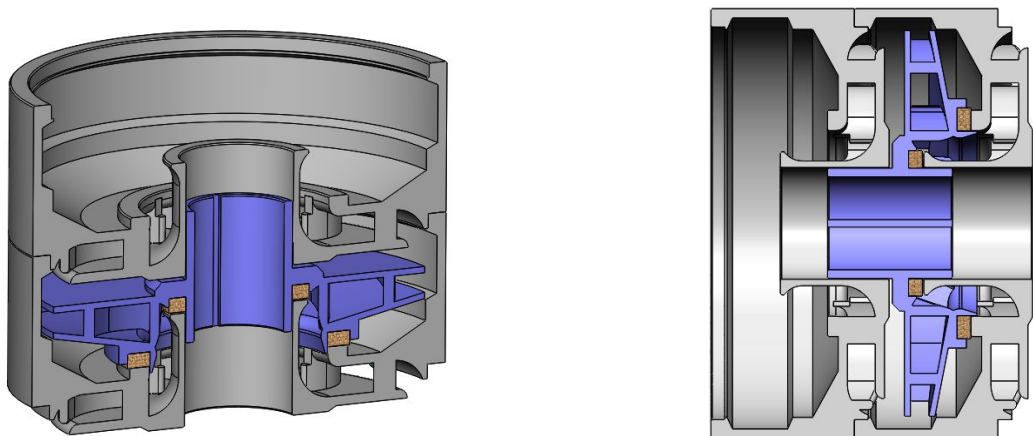


Рис. 3.10. Меридиональный разрез собранной двухпорной ступени центробежного насоса

## Приложение Ж

(справочное)

Рабочая программа, использующая методическое пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации

РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по  
учебной работе

  
Кошелев В.Н.

«14» июня 2017 г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ**

**«РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН  
И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ДОБЫЧИ И ПОДГОТОВКИ  
НЕФТИ И ГАЗА»**

Направление подготовки  
**15.04.02 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ**

Программа подготовки  
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН**

Квалификация выпускника

**Магистр**

Форма обучения

**Очная**

Москва 2017

## 1. ЦЕЛИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Дисциплина входит в блок специальных дисциплин подготовки магистров по направлению 15.04.02 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ.

Основной целью изучения данной дисциплины является овладение студентами необходимыми знаниями и практическими навыками конструирования оборудования для добычи и подготовки нефти и газа. Для чего необходимо изучить:

- методологию, структуру и этапы проектирования оборудования;
- руководящие и нормативно-технические материалы, применяемые при проектировании;
- методы функционального анализа технических комплексов и отдельных сборочных единиц;
- методы расчета и анализа компоновочных, кинематических и конструктивных схем механизмов, агрегатов и комплексов;
- методы расчета прочности и долговечности агрегатов и сооружений с применением ЭВМ;
- методы решения прямых и обратных гидродинамических задач с применением ЭВМ;
- методы конструирования стендовых установок с разработкой программ исследовательских работ, выполняемых с применением стендовых установок.

Программой дисциплины рекомендуется последовательное изучение методологии, структуры и этапов процесса создания и методов расчета оборудования. В рамках курса планируется научить студента правильно поставить задачу, сформулировав ее начальные и граничные условия. Изучение практической составляющей курса поможет студенту овладеть навыком применения системного подхода к решению конструкторских задач. Освоение дисциплины должно повысить уровень интеллектуальной культуры студента и помочь решить задачу формирования у студента научного мировоззрения с навыками для организации научных исследований.

## 2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВОП

Дисциплина базируется на курсах цикла естественнонаучных дисциплин (Б2), общепрофессиональных (Б3). Содержание курса требует от студента знаний, полученных им при изучении дисциплин: математика, физика, материаловедение, гидравлика, теоретическая механика, термодинамика, гидромашин и компрессоры, сопротивление материалов, теория механизмов и машин, детали машин, технология добычи нефти и газа, технология бурения нефтяных и газовых скважин, машины и оборудование для бурения нефтяных и газовых скважин, машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа, автоматизация проектирования оборудования нефтяных и газовых промыслов. Дисциплина обеспечивает подготовку магистров, профилирующихся в области конструирования машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа.

## 3. КОМПЕТЕНЦИИ ОБУЧАЮЩЕГОСЯ, ФОРМИРУЕМЫЕ В РЕЗУЛЬТАТЕ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В процессе освоения ООП ВОП, реализующей ФГОС ВОП данной дисциплины, магистр формирует и демонстрирует следующие общекультурные (ОК), общепрофессиональные (ОПК) и профессиональные (ПК) компетенции:

### ОК-2

способность к обобщению, анализу, критическому осмыслению, систематизации, прогнозированию при постановке целей в сфере профессиональной деятельности с выбором путей их достижения;

### ОК-3

способность критически оценивать освоенные теории и концепции, переосмысливать накопленный опыт, изменять при необходимости профиль своей профессиональной деятельности;

### ОК-4

способность собирать, обрабатывать с использованием современных информационных технологий и интерпретировать необходимые данные для формирования суждений по соответствующим проблемам;

### ОК-5

способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля для приобретения новых знаний, и умений, в том

числе в новых областях, непосредственно не связанных со сферой деятельности;

ОПК-1

способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении;

ОПК-3

способность получать и обрабатывать информацию из различных источников с использованием современных информационных технологий, умеет применять прикладные программные средства при решении практических вопросов с использованием персональных компьютеров с применением программных средств общего и специального назначения, в том числе в режиме удаленного доступа;

ОПК-4

способность оценивать технико-экономическую эффективность проектирования, исследования, изготовления машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов;

ОПК-6

способность свободно пользоваться литературной и деловой письменной и устной речью на государственном языке Российской Федерации, создавать и редактировать тексты профессионального назначения;

ПК-1

способность разрабатывать технические задания на проектирование и изготовление машин, приводов, систем и нестандартного оборудования, и средств технологического оснащения, выбирать оборудование и технологическую оснастку;

ПК-3

способность оценивать технико-экономическую эффективность проектирования, исследования, изготовления машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов;

ПК-4

способность разрабатывать методические и нормативные материалы, а также предложения и мероприятия по осуществлению разработанных проектов и программ;

ПК-5

способность осуществлять экспертизу технической документации;

ПК-9

способность подготавливать заявки на изобретения и промышленные образцы, организовывать работы по осуществлению авторского надзора при изготовлении, монтаже, наладке, испытаниях и сдаче в эксплуатацию выпускаемых изделий и объектов;

ПК-16

способность изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы, систематизировать их и обобщать;

ПК-19

способность организовывать и проводить научные исследования, связанные с разработкой проектов и программ, проводить работы по стандартизации технических средств, систем, процессов, оборудования и материалов;

ПК-20

способность разрабатывать физические и математические модели исследуемых машин, приводов, систем, процессов, явлений и объектов, относящихся к профессиональной сфере, разрабатывать методики и организовывать проведение экспериментов с анализом их результатов;

ПК-21

способность подготавливать научно-технические отчеты, обзоры, публикации по результатам выполненных исследований;

ПК-23

способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры;

ПК-24

способность составлять описания принципов действия и устройства проектируемых изделий и объектов с обоснованием принятых технических решений;

ПК-26

готовность применять новые современные методы разработки технологических процессов изготовления изделий и объектов в сфере профессиональной деятельности с определением рациональных технологических режимов работы специального оборудования;

В результате освоения дисциплины обучающийся должен демонстрировать следующие результаты образования:

**Студент должен знать:**

- основные понятия дисциплины и примеры ее применения при расчете и конструировании оборудования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- основы применения системного подхода к решению конструкторских задач (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- основные типы задач, изучаемые в рамках дисциплины (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- приемы решения нестандартных технических задач (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

**Студент должен уметь:**

- определять требуемые параметры проектируемого оборудования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- определять режим нагружения оборудования и их несущих элементов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- выполнять расчеты прочности и долговечности несущих элементов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- решать прямые и обратные гидродинамические задачи при конструировании оборудования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- использовать методы анализа и оптимизации компоновочных, кинематических и конструктивных схем механизмов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- выполнять самостоятельно все этапы работ по созданию машин и оборудования, включая этапы исследовательских работ (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

**Студент владеет:**

- навыками проектирования оборудования в среде трехмерного твердотельного компьютерного моделирования (CAD - SolidWorks) (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- навыками создания математических моделей и решения задач с использованием метода конечных элементов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26);
- методами проверки эффективности работы оборудования, проведением расчетно-экспериментальных исследований по анализу характеристик конкретных механических объектов с целью оптимизации конструкции (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).



## 4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Общая трудоемкость дисциплины составляет 5 зачетных единиц, 180 часов.

| № п/п | Разделы дисциплины   | Семестр | Неделя семестра | Виды учебной работы, включая самостоятельную работу студентов и трудоемкость (в часах) |    |        |     | Коды компетенций  | Формы текущего контроля успеваемости (по неделям семестра)<br>Форма промежуточной аттестации (по семестрам) |
|-------|--|---------|-----------------|--|----|--------|-----|---|---|
|       |  |         |                 | Л  | ЛР | ПЗ (С) | СР  |   |   |
|       |  |         |                 |  |    |        |     |   |   |
|       | Расчет и конструирование машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа   | 1       | 1-17            | 9  | 9  | 45     | 117 |   |   |
|       | 1.1. Использование системного подхода к решению конструкторских задач.               | 1       | 1-2             | 1  | 1  | 4      | 7   | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)                       |   |
|       | 1.2. Решение прямых и обратных гидродинамических задач при конструировании машин     | 1       | 3-6             | 2  | 2  | 7      | 10  | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)<br>Домашнее задание   |   |
|       | 1.3. Прочностные расчеты при конструировании машин и оборудования                    | 1       | 7-8             | 1  | 1  | 4      | 10  | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)<br>Домашнее задание   |   |
|       | 1.4. Стадийность разработки изделий. Контроль качества конструкторской документации. | 1       | 9-10            | 1  | 1  | 4      | 5   | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)<br>Контрольная работа |   |
|       | 1.5. Методы создания машин на базе унификации деталей и сборочных единиц.            | 1       | 11-13           | 2  | 2  | 8      | 20  | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)<br>Домашнее задание   |   |
|       | 1.6. Организация исследовательских работ при создании машин и оборудования.          | 1       | 14-17           | 2  | 2  | 18     | 30  | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)<br>Экзамен            |   |
|       | 1.7. Курсовой проект   | 2       |                 | 0  | 0  | 0      | 35  | (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)                       |   |
|       | Итого  |         |                 | 9  | 9  | 45     | 117 |   |   |

#### 4.1 Содержание разделов дисциплины

##### 1. Использование системного подхода к решению конструкторских задач.

Взаимосвязь учебных дисциплин в системе разработки инновационных технологий, и роль дисциплины «Расчет и конструирование оборудования». Понятия - техническая система, системный эффект, структурная декомпозиция, оптимальная система, критерий оптимизации, алгоритм и научный метод работы, системный анализ и классы решаемых проблем (хорошо структурированные проблемы, неструктурированные проблемы, слабо структурированные проблемы). Основные и дополнительные источники технической информации, используемой при решении конструкторских задач. Поисковые системы для работы с патентами на изобретения и полезные модели. Конструктивная преемственность и ее роль в разработке технических решений.

##### 2. Решение прямых и обратных гидродинамических задач при конструировании машин

Основные группы исходных данных, необходимых для разработки конструкции и для расчета оборудования. Методы решения прямых и обратных гидродинамических задач в теории лопастных насосов. Проявление системного эффекта на примере решения задачи о взаимосвязи баланса мощности с балансом напора в теории лопастного насоса. Проявление системного эффекта на примере методологии конструирования насосно-эжекторных установок, предназначенных для перекачки газожидкостных смесей. Алгоритм расчета и математическую модель скважины с насосной установкой. Алгоритм расчета и математическую модель многоступенчатого центробежного насоса. Алгоритм расчета и математическую модель струйного насоса. Алгоритм расчета и математическую модель струйного компрессора. Универсальные методы математического моделирования насосного оборудования, используемого для бурения скважин.

##### 3. Прочностные расчеты при конструировании машин и оборудования

Основные требования, предъявляемые к конструкции разрабатываемого изделия. Понятие - надежность оборудования. Технические возможности для повышения надежности, начиная с этапа конструирования и завершая

этапами изготовления и эксплуатации. Методы снижения материалоемкости оборудования. Показатели для количественной оценки жесткости конструкции. Методы конструирования подъемных комплексов, выполненных на основе талевого системы. Взаимосвязь геометрических и динамических параметров при математическом моделировании талевого системы, метод расчета эквивалентного напряжения при конструировании барабана лебедки, метод расчета натяжения тяговой струны при подъеме (при спуске) крюка. Возможности перехода от графоаналитического метода расчета по номограммам к методу математического моделирования. Методы выполнения гидравлических расчетов для насосно-циркуляционного комплекса с поршневым насосом, с центробежным насосом. Методы расчета гидроцилиндров и сосудов, работающих под давлением.

#### **4. Стадийность разработки изделий. Контроль качества конструкторской документации.**

Стадийность разработки изделий и порядок разработки технического задания. Порядок разработки технического предложения. Порядок разработки эскизного проекта. Порядок разработки технического проекта, рабочей документации. Организация согласованной работы конструктора с технологами и другими специалистами. Методы улучшения производственной технологичности и эксплуатационной технологичности. Конструктивные, технологические и организационные мероприятия, способствующие повышению качества разрабатываемых изделий. Типы ошибок, которые допускают конструкторы в своей работе: конструкционные ошибки, ошибки в расчетах, ошибки в размерах. Профессиональные качества, необходимые специалисту для выполнения конструкторских работ. Работы, выполняемые в ходе осуществления технологического контроля конструкторской документации. Работы, выполняемые в ходе осуществления нормализационного контроля конструкторской документации. Работы, выполняемые в ходе осуществления метрологического контроля конструкторской документации. Работы, выполняемые в ходе осуществления авторского надзора со стороны конструктора.

#### **5. Методы создания машин на базе унификации деталей и сборочных единиц.**

Методы создания машин на базе унификации деталей и сборочных единиц, последовательность создания параметрических рядов на примере конструирования многоступенчатых насосов и буровых насосов. Понятия -

техническое решение, новизна технического решения; примеры сложных и простых технических решений. Роль НИОКР при разработке технического решения. Использование метода оптимизации при выборе наилучшего технического решения. Решение оптимизационной задачи на примерах конструирования насосов различных типов.

#### **6. Организация исследовательских работ при создании машин и оборудования.**

Виды испытаний и испытательных стендов, порядок аттестация испытательных стендов. Виды испытаний лопастных насосов, применяемые стенды и методы обработки экспериментальных данных с применением теории подобия. Примеры решения нестандартных технических задач. Планирование и проведение исследовательских работ. Вопросы конструирования стендовых установок для выполнения научно-исследовательских работ.

#### **4.2 Основные темы лабораторных работ:**

1. Разработка варианта математической модели системы «скважина-насос»(ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
2. Решение прямой и обратной задачи теории струйных насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
3. Исследование насосной ступени УЭЦН (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
4. Исследование струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
5. Применение численных экспериментов при исследовании динамических насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
6. Планирование исследовательских работ (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

#### **4.3. Основные темы практических занятий:**

1. Примеры применения системного подхода при решении конструкторских задач. Рассмотрение скважины и насоса в качестве элементов единой системы (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
2. Анализ требований к конструкции изделия при решении обратной гидродинамической задачи на примере лопастного насоса. Оценка

эффективности насоса по критерию КПД (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

3. Рассмотрение взаимосвязи моделирования с вопросами решения прямых гидродинамических задач на примере лопастного насоса. Задача Степанова А.И., о расчете напорной характеристики (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

4. Рассмотрение вопросов унификации деталей на этапе решения обратных гидродинамических задач на примере расчета струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

5. Обработка технической информации на примере решения прямых гидродинамических задач при конструировании струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

6. Анализ вариантов при выборе оптимального технического решения на примере конструирования струйного компрессора с решением обратной гидродинамической задачи (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

7. Примеры гидродинамических расчетов. Прямая гидродинамическая задача в теории струйного компрессора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

8. Рассмотрение примеров использования системного эффекта на этапах проектирования и практического применения оборудования. Системный эффект при совместном использовании центробежных и струйных насосов, с учетом возможностей возникновения кавитации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

9. Моделирование талевой системы, взаимосвязь геометрических и динамических параметров. Расчет и конструирование при курсовом проектировании: использование номограмм и математических моделей (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

10. Методы проведения стендовых испытаний лопастных насосов. Обработка результатов физических экспериментов и численных экспериментов. Расчет и конструирование при курсовом проектировании: использование различных сред при проведении стендовых испытаний лопастных насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

11. Приемы унификации для конструирования буровых насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

12. Проверка расчетов, верификация методик, сравнение методик как методы устранения ошибок при конструировании (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

## 5. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

При реализации программы дисциплины используются различные образовательные технологии. Аудиторные занятия проводятся в виде лабораторных и практических занятий с использованием ПК. Самостоятельная работа студентов предусматривает выполнение курсового проекта (консультации и помощь в выполнении) и подготовку к текущему и промежуточному контролю.

### Основные темы для самостоятельного изучения дисциплины

Использование системного подхода при конструировании. Прямые и обратные задачи. Методы обработки и хранения технической информации. Методы разработки новых технических решений. Исследование рабочих процессов в машинах. Разработка математических моделей. Численные и физические эксперименты.

## 6. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Оценочными средствами являются:

- для *текущего контроля* является защита лабораторных работ и результатов выполнения домашних заданий;
- для *текущей аттестации* применяется проверка самостоятельных и контрольных заданий с оценкой, рейтинговая оценка выполнения практических заданий студентов.
- для *промежуточной аттестации* - два рубежных контроля, которые проводятся перед контрольными неделями, а также средством контроля является введенная в университете рейтинговая системы оценки успеваемости студентов.

В течение преподавания курса в качестве форм текущей аттестации студентов используются такие формы, как собеседование при приеме результатов лабораторных и контрольных заданий и активность на практических занятиях. По итогам обучения проводится экзамен.

Для самостоятельной работы студенту необходимо иметь персональный компьютер, переносные носители информации, программное обеспечение.

При сдаче экзамена правильный ответ должен базироваться на полученных знаниях в семестре и отражать компетенции, изложенные в разделах 3, 4 и 5.

**Перечень примерных вопросов к текущей аттестации:**

1. Что такое техническая система? (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
2. В чем заключаются особенности научного метода работы? (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
3. Конструктивная преемственность и ее роль в разработке технических решений (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
4. Охарактеризовать порядок разработки технического задания (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
5. Охарактеризовать порядок разработки технического предложения (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
6. Охарактеризовать порядок разработки эскизного проекта (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
7. Охарактеризовать порядок разработки технического проекта, рабочей документации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
8. Проанализировать возможности подбора режимов работы скважинных насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
9. Рассмотреть метод расчета гидроцилиндров и сосудов, работающих под давлением. Расчет эквивалентного напряжения (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
10. Рассмотреть методы решения прямых и обратных гидродинамических задач (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
11. Рассмотреть методы конструирования подъемных комплексов, выполненных на основе талевой системы. Показать возможности перехода от графоаналитического метода расчета по номограммам к методу математического моделирования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
12. Дать определение понятию «испытание», охарактеризовать виды испытательных стендов и порядок аттестация испытательных стендов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

**Примеры самостоятельных и контрольных заданий для текущей аттестации**

Задание 1. Подготовка математической модели и расчетной программы для моделирования работы центробежного насоса. Рейтинговая оценка – 5.

Задание 2. Подготовка математической модели и расчетной программы для моделирования работы поршневого насоса. Рейтинговая оценка – 5.

Задание 3. Подготовка математической модели и расчетной программы для моделирования работы струйного насоса. Рейтинговая оценка – 5.

Задание 4. Подготовка математической модели и расчетной программы для моделирования циркуляционной системы буровой установки. Рейтинговая оценка – 5.

Задание 5. Подготовка математической модели и расчетной программы для моделирования работы подъемного комплекса с талевой системой. Рейтинговая оценка – 5.

**Примерные темы курсовых проектов:**

1. Расчет и конструирование струйного насоса для добычи нефти.
2. Расчет и конструирование центробежного насоса для добычи нефти.
3. Расчет и конструирование струйного компрессора для утилизации попутного нефтяного газа.
4. Расчет системы «насос - нефтяная скважина».
5. Расчет и конструирование турбины.
6. Расчет и конструирование роторного насоса.

**Примерные темы домашних заданий:**

1. Примеры гидродинамических расчетов. Прямая и обратная гидродинамическая задача в теории струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)
2. Примеры гидродинамических расчетов. Прямая и обратная гидродинамическая задача в теории лопастного насоса и в теории лопастного вентилятора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)
3. Примеры гидродинамических расчетов. Прямая и обратная гидродинамическая задача в теории струйного компрессора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)
4. Моделирование талевой системы, взаимосвязь геометрических и динамических параметров (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).
5. Методы проведения стендовых испытаний гидравлического забойного двигателя. Обработка результатов физических экспериментов и численных экспериментов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)



**Примерные темы контрольных работ:**

1. Расчет системы «насос - скважина»
2. Последовательность создания параметрических рядов на примере конструирования многоступенчатых насосов.
3. Расчет и конструирование струйного насоса.
4. Расчет и конструирование струйного компрессора.
5. Моделирование талевой системы, взаимосвязь геометрических и динамических параметров

**Перечень примерных вопросов к экзамену:**

1. Сформулировать определения для таких понятий как техническая система, системный эффект, структурная декомпозиция, оптимальная система, критерий оптимизации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

2. Сформулировать определения для таких понятий как алгоритм и научный метод работы, системный анализ и классы решаемых проблем (хорошо структурированные проблемы, неструктурированные проблемы, слабо структурированные проблемы) (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

3. Перечислить основные и дополнительные источники технической информации, используемой при решении конструкторских задач. Поисковые системы для работы с патентами на изобретения и полезные модели. Конструктивная преемственность и ее роль в разработке технических решений (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

4. Перечислить основные требования, предъявляемые к конструкции разрабатываемого изделия. Сформулировать определение для такого понятия как надежность оборудования. Отметить технические возможности для повышения надежности, начиная с этапа конструирования и завершая этапами изготовления и эксплуатации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

5. Перечислить методы снижения материалоемкости оборудования. Какие показатели используют для количественной оценки жесткости конструкции? (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

6. Перечислить основные группы исходных данных, необходимых для разработки конструкции и для расчета оборудования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

7. Охарактеризовать стадийность разработки изделий и порядок разработки технического задания (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

8. Охарактеризовать стадийность разработки изделий и порядок разработки технического предложения (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

9. Охарактеризовать стадийность разработки изделий и порядок разработки эскизного проекта (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

10. Охарактеризовать стадийность разработки изделий и порядок разработки технического проекта, рабочей документации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

11. Охарактеризовать используемые методы создания машин на базе унификации деталей и сборочных единиц, подкрепив примерами по нефтяному оборудованию (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

12. Описать последовательность создания параметрических рядов на примере конструирования многоступенчатых насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

13. Сформулировать определения для таких понятий как техническое решение, новизна технического решения. Привести примеры сложных и простых технических решений. Охарактеризовать роль НИОКР при разработке технического решения (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

14. Использование метода оптимизации при выборе наилучшего технического решения. Решение оптимизационной задачи на примере конструирования колеса многоступенчатого центробежного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

15. Использование метода оптимизации при выборе наилучшего технического решения. Решение оптимизационной задачи на примере конструирования струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

16. Использование метода оптимизации при выборе наилучшего технического решения. Решение оптимизационной задачи на примере конструирования жидкоструйного компрессора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

17. Охарактеризовать основные виды расчетов, применяемых при конструировании оборудования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

18. Проанализировать возможности системного подхода при расчете и подборе буровых насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

19. Обосновать необходимость организации согласованной работы конструктора с технологами и другими специалистами. Перечислить методы улучшения производственной технологичности и эксплуатационной технологичности (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

20. Рассмотреть проявление системного эффекта на примере методологии конструирования насосно-эжекторных установок, предназначенных для перекачки газожидкостных смесей (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

21. Рассмотреть проявление системного эффекта на примере решения задачи о взаимосвязи баланса мощности с балансом напора в теории лопастного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

22. Рассмотреть методы решения прямых и обратных гидродинамических задач в теории лопастных насосов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

23. Рассмотреть методы конструирования подъемных комплексов, выполненных на основе талевой системы. Описать взаимосвязь геометрических и динамических параметров при математическом моделировании талевой системы, метод расчета эквивалентного напряжения при конструировании барабана лебедки, метод расчета натяжения тяговой струны при подъеме (при спуске) крюка. Показать возможности перехода от графоаналитического метода расчета по номограммам к методу математического моделирования (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

24. Дать определение понятию «испытание», охарактеризовать виды испытательных стендов и порядок аттестация испытательных стендов (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

25. Охарактеризовать виды испытаний лопастных насосов, применяемые стенды и метод обработки экспериментальных данных с применением теории подобия (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

26. Перечислить конструктивные, технологические и организационные мероприятия, способствующие повышению качества разрабатываемых изделий (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

27. Рассмотреть метод расчета эквивалентного напряжения при конструировании бурового насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

28. Рассмотреть метод расчета гидроцилиндров и сосудов, работающих под давлением. Расчет эквивалентного напряжения (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

29. Охарактеризовать типы ошибок, которые допускают конструкторы в своей работе: конструкционные ошибки, ошибки в расчетах, ошибки в размерах (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

30. Перечислить профессиональные качества, необходимые специалисту для выполнения конструкторских работ (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

31. Охарактеризовать работы, выполняемые в ходе осуществления технологического контроля конструкторской документации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

32. Охарактеризовать работы, выполняемые в ходе осуществления нормализационного контроля конструкторской документации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

33. Охарактеризовать работы, выполняемые в ходе осуществления метрологического контроля конструкторской документации (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

34. Охарактеризовать работы, выполняемые в ходе осуществления авторского надзора со стороны конструктора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

35. Охарактеризовать алгоритм расчета и математическую модель струйного насоса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

36. Охарактеризовать алгоритм расчета и математическую модель струйного компрессора (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26).

37. Охарактеризовать алгоритм расчета и математическую модель для расчета барабана лебедки подъемного комплекса (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

38. Охарактеризовать алгоритм расчета и математическую модель для расчета корпуса ЭЦН (ОК-1-5; ОПК-1, 3, 4, 6; ПК-1, 3-5, 9, 16, 19-21, 23, 24, 26)

## 2. Учебная литература по дисциплине

### *а) основная литература:*

1. Сазонов Ю.А. Конструирование струйных аппаратов: Учебное пособие. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016. – 69 с.
2. Сазонов Ю.А. Конструирование нестандартных гидравлических машин: Учебное пособие. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016. – 174 с.
3. Сазонов Ю.А. Основы расчета и конструирования насосно-эжекторных установок. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 300 с.
4. Сазонов Ю.А. Методические разработки для конструирования насосных и эжекторных установок. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. 131с. [http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical\\_engineering/chairs\\_and\\_departments/machines\\_and\\_equipment/raschet\\_konstruirovanie/raschet\\_konstruirovanie.php](http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical_engineering/chairs_and_departments/machines_and_equipment/raschet_konstruirovanie/raschet_konstruirovanie.php)
5. Сазонов Ю.А. Расчет и конструирование струйных аппаратов. Учебное пособие. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016. – 64 с.: ил. [http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical\\_engineering/chairs\\_and\\_departments/machines\\_and\\_equipment/metodicheskie-materialy/raschet.php](http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical_engineering/chairs_and_departments/machines_and_equipment/metodicheskie-materialy/raschet.php)
6. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В., Пекин С.С., Донской Ю.А., Кривенков С.В., Соколов Н.Н., Кузьмин А.В. Проектирование и исследование ступеней динамических насосов. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. - 102 с.
7. Ивановский В.Н., Мерициди И.А. Газопромысловое оборудование и машины. Конспект лекций. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2004.
8. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Оборудование для добычи нефти и газа: В 2 ч. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – Ч. 1. – 768 с.
9. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 824 с.
10. Протасов В.Н., Султанов Б.З., Кривенков С.В. Эксплуатация оборудования для бурения скважин и нефтегазодобычи. Под общ. ред. В.Н. Протасова: Учеб. для вузов. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2004. – 691 с.

### *б) дополнительная литература:*

1. Новые насосы для добычи высоковязкой нефти /М. Мохов, Ю. Сазонов, А. Шакиров, В. Коропецкий // Oil&GasEURASIA - 2014 - №8-9. – С.36-38

2. Сазонов Ю.А., Рыбанов И.Н. Разработка гибридных роторных насосов // Территория НЕФТЕГАЗ – 2015 - №3. – С. 94-97
3. Сазонов Ю.А., Мохов М.А. Исследование технических систем для морских нефтяных месторождений // Нефтяное хозяйство - 2015. – №4. - С. 80-82. - [http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=10523&art=227976](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=10523&art=227976)
4. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В., Сазонов Ю.А., Пекин С.С., Клименко К.И., Кузьмин А.В. Подбор струйного насоса по параметрам скважины в программном комплексе «Автотехнолог» // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2015. – № 4. – С. 26–30.
5. Мохов М.А., Димаев Т.Н., Сазонов Ю.А. Технология совместной раздельной перекачки и насосные системы для добычи, сбора и подготовки нефти. //«НЕФТЬ, ГАЗ И БИЗНЕС» – 2015 - №7. – С. 31-34.
6. Бондаренко В.В., Сазонов Ю.А., Мохов М.А. Разработка силового блока гибридных машин для добычи и подготовки нефти и газа на морских месторождениях // Нефтяное хозяйство - 2015. – №10. - С. 116-119. - [http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=10521&art=227917](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=10521&art=227917)
7. I. A. Sazonov and M. A. Mokhov. Design of Thermoelectric Generators for Oil and Gas Production Systems //Indian Journal of Science and Technology, Vol 8(30), IPL0623, November 2015. P.1-12. <http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/viewFile/81878/63184>
8. Бондаренко В.В., Мохов М.А., Сазонов Ю.А. О разработке тепловых генераторов для добычи нефти и газа // Нефтяное хозяйство - 2015. – №12. - С. 127-129. - [http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=10519&art=227853](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=10519&art=227853)
9. Сазонов Ю.А. Расчет и конструирование струйных аппаратов. Учебное пособие. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016. – 64 с.: ил. [http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical\\_engineering/chairs\\_and\\_departments/machines\\_and\\_equipment/metodicheskie-materialy/raschet.php](http://www.gubkin.ru/faculty/mechanical_engineering/chairs_and_departments/machines_and_equipment/metodicheskie-materialy/raschet.php)
10. IuriAppolonievichSazonov, Mikhail AlbertovichMokhov, Mikhail AleksandrovichFrankov and DilyaraRamazanovnaBiktimirova. Studying Issues of Compressed Gas Energy Recovery // Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(19), DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i19/93904, May 2016. P.1-7. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i19/93904 - <http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/93904/70100>
11. IuriAppolonievichSazonov, Mikhail AlbertovichMokhov. Developing a Hydraulic Machine for Effective use of Reservoir Energy in Offshore Production. // Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(29), DOI:

- 10.17485/ijst/2016/v9i29/99466, August 2016. P.1-7. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i29/99466 -  
<http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/99466/72171>
12. Ю.А. Сазонов, М.А. Мохов, В.В. Бондаренко, В.В. Воронова (РГУ нефти и газа (Национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина) Разработка технологий для рационального использования пластовой энергии на морских нефтяных месторождениях // Нефтяное хозяйство - 2016. – №8. - С. 108-111. - [http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=10929&art=229120](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=10929&art=229120)
13. Ю.А. Сазонов, М.А. Мохов, Х.А. Туманян, А.А. Демидова (РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина) Разработка специальной турбины для рационального использования пластовой энергии на месторождениях углеводородов // Нефтяное хозяйство - 2016. – №10. - С. 110-114-  
[http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=10964&art=229509](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=10964&art=229509)
14. IuriAppolonievichSazonov, Mikhail AlbertovichMokhovand KhorenArturovichTumanyan. Developing Special Turbine for Rational Utilization of Reservoir Energy of Hydrocarbon Deposits // Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(42), DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i42/104275, November 2016.  
<http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/104275/74819>
15. Mikhail AlbertovichMokhov and IuriAppolonievichSazonov. Development of a Turbine Prototype for the Use of the Compressed Gas Energy at the Oil and Gas Fields // Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(42), DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i42/104221](http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/104221), November 2016.  
<http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/104221/74915>
16. Mikhail AlbertovichMokhov and Yuri AppolonievichSazonov. Development of Sealed System to Transfer Mechanical Energy using Permanent Magnets // Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(44), DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i44/104713, November 2016. -  
<http://www.indjst.org/index.php/indjst/article/view/104713/75127>
17. Ю.А. Сазонов, М.А. Мохов, В.В. Бондаренко (РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина) Разработка герметичной системы для передачи механической энергии с использованием постоянных магнитов // Нефтяное хозяйство - 2016. – №12. - С. 122-125. - <http://www.oil-industry.net/Journal/hot.php>
18. Ю.А. Сазонов, М.А. Мохов, В.В. Бондаренко (РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина) Разработка прототипа турбины для использования энергии сжатого газа на нефтяных и газовых месторождениях // Нефтяное

хозяйство - 2017. - №1. - С. 74-77. [http://www.oil-industry.net/Journal/archive\\_detail.php?ID=11033&art=230116](http://www.oil-industry.net/Journal/archive_detail.php?ID=11033&art=230116)

19. Ю.А. Сазонов, М.А. Мохов. Разработка гибридных машин для бурения скважин и добычи углеводородов на морских месторождениях // Химическое и нефтегазовое машиностроение - 2017. - №3. - С.10-12. - [http://www.himnef.ru/arhiv/2017\\_03.pdf](http://www.himnef.ru/arhiv/2017_03.pdf)

20. ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Виды изделий

21. ГОСТ 2.102-68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов

22. ГОСТ 2.103-68 ЕСКД. Стадии разработки

23. ГОСТ 2.111-68 ЕСКД. Нормоконтроль

24. ГОСТ 2.114-95 ЕСКД. Технические условия

25. ГОСТ 2.115-70 ЕСКД. Технические условия. Порядок согласования, утверждения и государственной регистрации.

26. ГОСТ 2.116-84 ЕСКД. Карта технического уровня и качества продукции

27. ГОСТ 2.118-73 ЕСКД. Техническое предложение

28. ГОСТ 2.119-73 ЕСКД. Эскизный проект

29. ГОСТ 2.120-73 ЕСКД. Технический проект

30. ГОСТ 2.305-68 ЕСКД. Изображения — виды, разрезы, сечения

31. ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах

32. ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений

33. ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей

34. ГОСТ 2.309-73 ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей

35. ГОСТ 2.310-68 ЕСКД. Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки

36. ГОСТ 2.701-84 ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению

37. ГОСТ 2.704-76 ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем

38. ГОСТ 2.782-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические

39. ГОСТ 2.784-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов

40. ГОСТ 2.785-70 ЕСКД. Обозначения условные графические. Арматура трубопроводная

#### *в) Интернет-ресурсы*

1. Нормативная документация. // <http://www.i-mash.ru/normatdok/gosty/eskd>

2. Единая система конструкторской документации // <http://protect.gost.ru/default.aspx?control=6&month=8&year=2009>

3. Патентная документация // <http://www1.fips.ru/wps/portal/Registers/>

4. Патентная документация // <http://www.freepatentsonline.com/search.html>

5. Конструкционные материалы // [www.splav.kharkov.com/](http://www.splav.kharkov.com/)



Программа составлена в соответствии с требованиями ФГОС ВО с учетом с учетом рекомендованной профильным учебно-методическим объединением примерной основной образовательной программы по направлению 15.04.02 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ и программе подготовки ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН.

Автор:



Ю.А. Сазонов

Заведующий кафедрой машин и оборудования  
нефтяной и газовой промышленности,  
профессор



В.Н. Ивановский

Программа одобрена на заседании УМК ФИМ РГУ нефти и газа (НИУ)  
имени И.М. Губкина

Председатель учебно-методической  
комиссии ФИМ



Б.М. Гантимиров

Начальник УМУ



И.Р. Облащикова А.В. Душин


### Приложение 3

(справочное)

#### Акт о завершении ОПИ ЭЦНО2А


СОГЛАСОВАНО:

Начальник управления по  
обеспечению добычи нефти, газа и  
эксплуатации оборудования  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»


  
\_\_\_\_\_ Р.Р. Хайретдинов  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

УТВЕРЖДАЮ:

Первый заместитель генерального  
директора-главный инженер  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

  
\_\_\_\_\_ А.С. Голованев  
« 28 » / 10 \_\_\_\_\_ 2017 г.

Первый заместитель генерального  
директора-главный инженер  
ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис»

  
\_\_\_\_\_ И.Г. Хасанов  
« 25 » / 10 \_\_\_\_\_ 2017 г.

Заместитель директора филиала  
по научной работе  
в области добычи нефти и газа  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени

  
\_\_\_\_\_ А.Е. Бортников  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Проректор РГУ нефти и  
газа (НИУ) имени И.М. Губкина

  
\_\_\_\_\_ А.В. Мурадов  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

АКТ

Об окончании опытно-промышленных испытаний насосов  
ЭЦНО2А-25(40)-420 разработанных РГУ нефти и газа (НИУ)  
имени И.М. Губкина на месторождениях  
ТТП «Повхнефтегаз» ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

Основание: утвержденная программа ОПИ насосов ЭЦНО2А-25(40)-  
420 разработанных РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина на

месторождениях ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» от 10.02.2017 г. Этап № 7 календарного плана договора № 15С0167/14Т0932 от 20.02.2015 г. «Научно-исследовательские и опытно конструкторские работы по созданию и внедрению техники и технологии добычи нефти из боковых стволов малого диаметра».

Объекты проведения ОПИ: объектом опытно-промышленных испытаний являются электроцентробежные насосы ЭЦНО2А-25(40)-420 в количестве 2-х штук разработанные в РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина.

Место проведения ОПИ: нефтяные скважины ТПП «Повхнефтегаз» с боковыми стволами малого диаметра.

Критерием успешного проведения опытно-промышленных испытаний насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 разработанных РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина на месторождениях ТПП «Повхнефтегаз» ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» являются работа насосов в соответствии с паспортными характеристиками в течение срока ОПИ.

17.02.2017 г. в ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» проведен входной контроль подконтрольного оборудования. Оборудование соответствует требованиям завода-изготовителя и признано годным для проведения ОПИ.

Произведено внедрение на скважинах 1694Л куст 129 и 630Л куст 29 Ватъеганского месторождения ТПП «Повхнефтегаз».

*Скважина 1694Л куст 129 Ватъеганского месторождения*

06-07.04.2017 г. произведен монтаж и спуск на глубину 1659 м. УЭЦНО2А-25(40)-420 в составе:

- двигатель: ПВЭДН40-81,102 зав. № 1209.03550;
- модуль смещения: МСН69/2-01 зав. № 130601920;
- гидрозащита: ГЗНМ-69/2-00-04 зав. № Н130501641;
- насос: ЭЦНО2А-25(40)-420 зав. № 16126938;
- центратор: ЦС-114 № 140100471.

Скважина запущена в работу 07.04.2017 г. По согласованию с РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина установлена частота тока 140 Гц (4200 об/мин), параметры работы стабильные. Для испытания оборудования на различных режимах работы, 14.04.2017 г. проведено увеличение частоты вращения до 5010 об/мин, параметры работы скважины и оборудования за период ОПИ приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры работы скважины 1694Л за период ОПИ

| Дата     | Qж.,<br>м <sup>3</sup> /сут | H <sub>2</sub> O,<br>% | Ндин.,<br>м | Рзатр.,<br>атм. | I, А | U,<br>вольт | Загр,<br>% | Рср,<br>атм | Тпэд,<br>°С | N, об |
|----------|-----------------------------|------------------------|-------------|-----------------|------|-------------|------------|-------------|-------------|-------|
| ВНР      | 35                          | 98                     | 681         | 3               | 13,8 | 393         | 47         | 79,2        | 69          | 4200  |
| 01.05.17 | 57,2                        | 87                     | 650         | 10              | 18,6 | 380         | 60,6       | 77          | 74          | 5010  |
| 01.06.17 | 54,3                        | 84                     | 643         | 11              | 18,6 | 380         | 62         | 76,3        | 75          | 5010  |
| 01.07.17 | 51,6                        | 79                     | 660         | 11              | 18,7 | 380         | 62         | 76          | 74          | 5010  |
| 01.08.17 | 49,8                        | 81                     | 692         | 13              | 18,5 | 380         | 61         | 76          | 75          | 5010  |
| 01.09.17 | 49,2                        | 84                     | 677         | 12              | 18,1 | 380         | 62         | 76          | 74          | 5010  |
| 01.10.17 | 49,6                        | 81                     | 676         | 12              | 18   | 380         | 61,4       | 76          | 74          | 5010  |

*Скважина 630Л куст 26 Ватьеганского месторождения*

15-16.04.2017 г. произведен монтаж и спуск на глубину 1660 м. УЭЦНО2А-25(40)-420 в составе:

- двигатель: ПВЭДН40-81,102 зав. № 1311.05581;
- модуль смещения: МСН69/2-01 зав. № 121001756;
- гидрозащита: ГЗНМ-69/2-00-04 зав. № 120902778;
- насос: ЭЦНО2А-25(40)-420 зав. № 1612693;
- центратор: ЦС-114 № 140100472.

Скважина запущена в работу 16.04.2017 г. По согласованию с РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина установлена частота тока 154 Гц (4620 об/мин), в связи с нестабильной работой оборудования (высокая вибрация - до 50 мм/с и частые остановки по перегрузу ПЭД) проведены испытания на разных частотах вращения, параметры работы скважины и оборудования за период ОПИ приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Параметры работы скважины 630Л за период ОПИ

| Дата     | Qж.,<br>м <sup>3</sup> /сут | H <sub>2</sub> O,<br>% | Ндин.,<br>м | Рзатр.,<br>атм. | I, А | U,<br>вольт | Загр,<br>% | Рср,<br>атм | Тпэд,<br>°С | N, об |
|----------|-----------------------------|------------------------|-------------|-----------------|------|-------------|------------|-------------|-------------|-------|
| 16.04.17 | 25                          | 99                     | 1104        | 0               | 16,7 | 381         | 54,1       | 57,57       | 72,7        | 4620  |
| 17.04.17 | 28                          | 99                     | 1093        | 0,4             | 14,7 | 380         | 48,3       | 57,12       | 70,8        | 4620  |
| 18.04.17 | 27                          | 99                     | 1087        | 1               | 15   | 380         | 49,1       | 57,09       | 70,8        | 4620  |
| 19.04.17 | 28                          | 99                     | 1083        | 1,5             | 14,5 | 380         | 48,2       | 57,07       | 71,2        | 4770  |
| 19.04.17 | 48                          | 99                     | 1084        | 1,5             | 15   | 380         | 49         | 56,5        | 71,2        | 5000  |
| 20.04.17 | 48                          | 99                     | 1080        | 1,5             | 15,7 | 380         | 49,2       | 56,4        | 71,2        | 5000  |
| 21.04.17 | 38,4                        | 99                     | 1082        | 1,5             | 15,9 | 380         | 49,5       | 56,4        | 71,2        | 5000  |
| 22.04.17 | 38,4                        | 99                     | 1099        | 0,8             | 14,9 | 380         | 52         | 56,4        | 71,1        | 5000  |
| 23.04.17 | 36                          | 99                     | 1103        | 1               | 14,9 | 380         | 51,2       | 56,4        | 71,2        | 5000  |

| Дата     | Ож.,<br>м <sup>3</sup> /сут | Н <sub>2</sub> O,<br>% | Ндин.,<br>м | Рзатр.,<br>атм. | I, А | U,<br>вольт | Загр,<br>% | Рсп,<br>атм | Тпзд,<br>°С | N, об |
|----------|-----------------------------|------------------------|-------------|-----------------|------|-------------|------------|-------------|-------------|-------|
| 24.04.17 | 36                          | 99                     | 1110        | 1,5             | 14,6 | 380         | 51,2       | 56,4        | 71,2        | 5000  |
| 25.04.17 | 36                          | 99                     | 910         | 4               | 15   | 380         | 50         | 56          | 71          | 5000  |
| 26.04.17 | 36                          | 99                     | 905         | 5               | 17   | 370         | 55         | 55          | 71,1        | 4890  |
| 27.04.17 | 36                          | 99                     | 910         | 5               | 15   | 370         | 50         | 56          | 71          | 4880  |
| 28.04.17 | 36                          | 99                     | 912         | 5               | 15   | 370         | 50         | 56,2        | 71,1        | 4880  |
| 29.04.17 | 31,2                        | 99                     | 960         | 7               | 14,5 | 370         | 48         | 56          | 71          | 4880  |
| 30.04.17 | 31                          | 99                     | 970         | 9,8             | 15   | 370         | 52         | 56,3        | 73          | 4880  |
| 01.05.17 | 24                          | 99                     | 998         | 8,5             | 13,5 | 370         | 47         | 56          | 73          | 4880  |
| 02.05.17 | 21,6                        | 99                     | 960         | 9               | 13,5 | 370         | 48         | 56          | 73          | 4880  |
| 03.05.17 | 26,4                        | 99                     | 941         | 9,1             | 13,4 | 370         | 46         | 56          | 72          | 4880  |
| 04.05.17 | 26,4                        | 99                     | 950         | 9,4             | 13,4 | 370         | 44         | 56          | 72          | 4880  |
| 05.05.17 | 33,6                        | 99                     | 990         | 11,1            | 13,5 | 370         | 46         | 55          | 71          | 4920  |
| 06.05.17 | 33,6                        | 99                     | 978         | 11              | 14,9 | 370         | 51         | 56          | 71,1        | 5080  |
| 07.05.17 | 33,6                        | 99                     | 970         | 12,2            | 15,5 | 370         | 51         | 56          | 71,1        | 5080  |
| 08.05.17 | 33,6                        | 99                     | 972         | 12              | 15,4 | 370         | 51         | 56          | 71,1        | 5080  |
| 09.05.17 | 33,6                        | 99                     | 970         | 12              | 15,5 | 370         | 51         | 56          | 71,1        | 5080  |
| 10.05.17 | 33,6                        | 99                     | 904         | 12              | 15,3 | 370         | 51         | 56          | 72          | 5080  |
| 11.05.17 | 31,2                        | 99                     | 918         | 12              | 15,3 | 370         | 51         | 56          | 72          | 5080  |
| 12.05.17 | 33                          | 99                     | 968         | 12              | 16   | 380         | 51,6       | 55          | 71,1        | 5190  |

12.05.2017 г. произошла остановка по причине «Сработала защита: Предел тока электродвигателя», попытки запуска результата не принесли, принято решение о подъеме ГНО.

15.05.2017 г. произведен демонтаж УЭЦНО2А-25(40)-420, по результатам демонтажа вращение валов насоса тугое с подклиниванием.

18.05.2017 г. в ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис» произведен комиссионный разбор насоса ЭЦНО2А-25(40)-420: визуально наблюдается коррозионный и абразивный износ, частичное разрушение рабочих колес изготовленных из алюминиевого сплава В-95-1 (рисунок 1), на 3 направляющих аппаратах отсутствуют головки винтов крепления диафрагмы направляющего аппарата (рисунок 3).



Рисунок 1 – Фотографии рабочих колес из алюминиевого сплава В-95-1 разрушенное и со следами абразивного износа



Рисунок 2 – Фотографии рабочих колес из алюминиевого сплава (слева) В-95-1 и из стали 40Х13 (справа)



Рисунок 3 – Фотографии крепления диафрагмы направляющего аппарата, на фотографии слева отсутствуют головки винтов

**Выводы:**

1. В ходе опытно-промышленных испытаний подтверждены рабочие характеристики насосов ЭЦНО2А-25(40)-420 с рабочими колесами открытого типа на различных частотах вращения.
2. По состоянию на 10.10.2017 г. в работе находится УЭЦН на скважине № 1694Л, текущая наработка 186 суток, параметры работы оборудования стабильные.
3. Клин насоса ЭЦНО2А-25(40)-420 на скважине № 630Л произошел по причине разрушения рабочих колес из алюминиевого сплава В-95-1. Нарботка составила 27 суток.
4. Замеры геометрии ступеней насоса изготовленных из стали 40Х13 показали отсутствие повреждений, в РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина на стенде проведена проверка напорно-расходных характеристик, результаты соответствуют эталонным.
5. По результатам ОПИ подтверждена работоспособность и напорно-расходные характеристики ЭЦНО2А-25(40)-420 с рабочими колесами открытого типа.
6. Продолжить испытания оборудования на скважине № 1694Л, с подъемом и комиссионным разбором установки при снижении подачи на 25 % от установившейся после вывода на режим или 50 % от номинальной производительности насоса.
7. Оптимальный материал изготовления рабочих органов насоса определить по результатам подъема и разбора УЭЦНО2А-25(40)-420 со скважины № 1694Л.

Начальник отдела добычи нефти и газа  
ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»

А.В. Прокудин  
26.10.2017г.

Начальник отдела  
техники и технологии добычи нефти и газа  
ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени

И.В. Захаров

Заведующий кафедрой МОНиГП  
РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина

В.Н. Ивановский

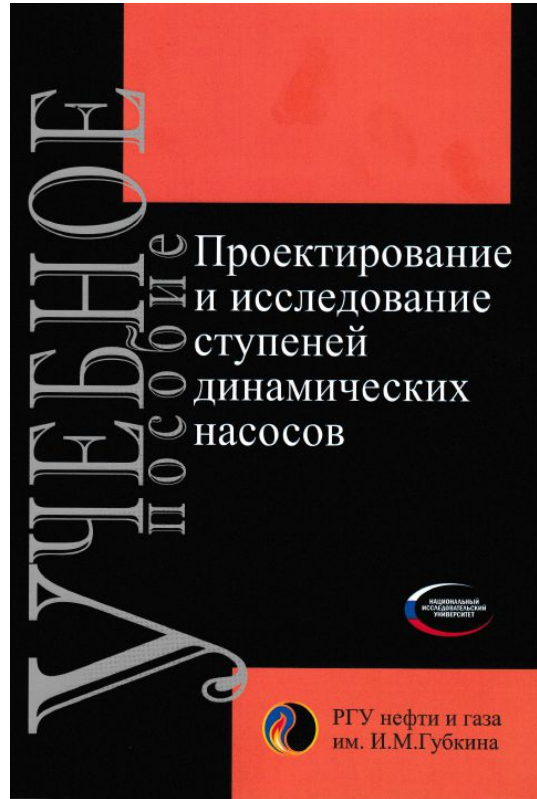
Главный технолог ООО «ЛУКОЙЛ ЭПУ Сервис»

М.А. Цепилов

## Приложение И

(справочное)

Данные учебного пособия



V.N. Ivanovskiy, A.A. Sabirov, A.V. Degowtsov,  
S.S. Pekin, Y.A. Donskoy, S.V. Krivenkov,  
N.N. Sokolov, A.V. Kuzmin

**DESIGN AND STUDY OF  
STAGES OF  
DYNAMIC PUMPS**

A Textbook



В.Н. Ивановский, А.А. Сабиров, А.В. Деговцов,  
С.С. Пекин, Ю.А. Донской, С.В. Кривенков,  
Н.Н. Соколов, А.В. Кузьмин

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
И ИССЛЕДОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ  
ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ**

Учебное пособие

*Допущено Учебно-методическим объединением  
вузов Российской Федерации по нефтегазовому образованию  
в качестве учебного пособия для студентов  
образовательных организаций высшего образования,  
обучающихся по направлению подготовки  
магистратуры «Нефтегазовое дело»,  
по представлению Ученого совета  
РГУ нефти и газа имени И.М.Губкина*



УДК 621.67  
ББК 31.56  
П179

## Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» Тюменского государственного нефтегазового университета, Заслуженный деятель науки РФ *В.И. Сыртышев*;  
кандидат технических наук, доцент кафедры «Стандартизация, сертификация и управление качеством производства нефтегазового оборудования» *М.П. Поликарпов*

## Авторы:

*В.И. ИВАНОВСКИЙ, А.А. САБИРОВ, А.В. ДЕГОВЦОВ, С.С. ПЕККИН,  
Ю.А. ДОНСКОЙ, С.В. КРИВЕНКОВ, И.Н. СОКОЛОВ, А.В. КУЗЬМИН*

П179 **Проектирование и исследование характеристик ступеней динамических насосов: Учебное пособие** / В.И. Ивановский, А.А. Сабиров, А.В. Деговцов и др. – М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. – 104 с.: ил. ISBN 978-5-91961-142-4

Приведена методика проектирования рабочих ступеней электроприводных центробежных насосов для добычи нефти. Описан алгоритм создания 3D моделей рабочих колес и направляющих аппаратов с помощью технологии 3D печати. Дано описание стенда и представлена методика стендовых испытаний ступеней центробежных насосов для снятия комплексной характеристики.

Рекомендуется для научно-исследовательской работы магистрантов вузов нефтегазового профиля по направлению подготовки – «Проектирование машин и оборудования для эксплуатации нефтяных и газовых скважин».

Данное издание является собственностью РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина и его воспроизведение (воспроизведение) любыми способами без согласия университета запрещается.

УДК 621.67  
ББК 31.56

ISBN 978-5-91961-142-4

© Коллектив авторов, 2014  
© Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |           |
|--|-----------|
| Введение .....   | 7         |
| <b>Глава 1. Устройство, общий принцип действия и характеристика электроприводного центробежного насоса .....</b>   | <b>8</b>  |
| 1.1. Устройство, общий принцип действия .....  | 8         |
| 1.2. Характеристика насоса .....   | 10        |
| <b>Глава 2. Проектирование динамических машин .....</b>  | <b>17</b> |
| 2.1. Подходы к проектированию ступеней динамических машин .....  | 17        |
| <b>Глава 3. Методика расчета и проектирования рабочего колеса и направляющего аппарата ступени центробежного насоса малой и средней быстроходности .....</b> | <b>32</b> |
| 3.1. Движение жидкости в рабочем колесе .....  | 32        |
| 3.2. Упрощение расчетной модели лопастных насосов .....  | 35        |
| 3.3. Теоретический напор .....   | 37        |
| 3.4. Коэффициент полезного действия насоса .....   | 39        |
| 3.5. Определение основных геометрических и кинематических параметров рабочего колеса. Проектирование по статистическим данным .....                          | 42        |
| 3.6. Уточняющий расчет геометрии колеса .....  | 50        |
| 3.7. Профилирование лопасти .....  | 50        |
| 3.8. Профилирование цилиндрических лопастей .....  | 52        |
| 3.9. Примерное расположение входной кромки в меридиональной плоскости .....  | 55        |
| 3.10. Расчет направляющего аппарата тихоходного насоса и профилирование лопатки .....  | 56        |
| <b>Глава 4. Пример расчета радиальной рабочей ступени центробежного насоса .....</b>   | <b>60</b> |
| 4.1. Определение основных геометрических параметров рабочего колеса .....  | 60        |
| 4.2. Профилирование лопасти колеса ступени ЭЦН .....   | 63        |
| 4.3. Расчет направляющего аппарата ЭЦН и профилирование его лопатки .....  | 64        |
| <b>Глава 5. Диагональные центробежные ступени ЭЦН .....</b>  | <b>67</b> |
| 5.1. Особенности конструкции и работы .....  | 67        |
| 5.2. Эскизное проектирование меридионального сечения рабочего колеса .....   | 68        |
| 5.3. Профилирование лопасти рабочего колеса. Уточнение эскиза меридионального сечения .....  | 70        |
| 5.4. Проектирование полуосевого направляющего аппарата .....   | 78        |
| <b>Глава 6. Изготовление детали методом 3D печати .....</b>  | <b>82</b> |
| 6.1. Описание процесса печати на 3D принтере .....   | 82        |
| 6.2. Требования к компьютерным трехмерным моделям .....  | 82        |

## УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

**Ивановский Владимир Николаевич  
Сабиров Альберт Алгарович  
Деговцов Алексей Валентинович и др.**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ  
ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ**

Редактор *Т.К. Рубицкая*  
Художник-график *М.С. Голубева*  
Технический редактор *Г.В. Лехова*  
Корректор *Е.М. Федорова*  
Компьютерная верстка *Ю.А. Топова*

Подписано в печать 24.09.2015. Формат 70×100 1/16. Гарнитура «Петербург». Печать офсетная. Печ. л. 10,0. Усл. печ. л. 12,9. Тираж 300 экз. Заказ 4910.

ISBN 978-5-91961-142-4



9 785919 611424

Отпечатано в АО «Первая Образцовая типография»  
Филиал «Чеховский Печатный Двор»  
142300, Московская область, г. Чехов, ул. Полиграфистов, д.1  
Сайт: www.chpd.ru, E-mail: sales@chpd.ru, тел. 8(499)270-73-59



## Приложение К

(справочное)

### Справка о внедрении учебного пособия

Министерство образования и науки Российской Федерации

федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования

«Российский государственный университет  
нефти и газа (национальный исследовательский  
университет) имени И.М. Губкина»



(РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина)

119991, г. Москва, Ленинский просп., д. 65, корп. 1  
Телефон: (499) 507-88-88 (многоканальный); факс: (499) 507-88-77  
E-mail: [com@gubkin.ru](mailto:com@gubkin.ru); <http://www.gubkin.ru>  
ОКПО 02066612; ОГРН 1027739073845  
ИНН/КПП 7736093127/773601001

БОРЕЙКО Д.А.  
Ученому секретарю  
Диссертационного совета  
Д 212. 291. 02  
при Ухтинском  
государственном  
техническом университете

*29 марта 2018* № *440/2018*

### СПРАВКА

#### о внедрении в учебный процесс учебного пособия

Настоящая Справка выдана для представления в Диссертационный совет Д 212. 291. 02 по защитах докторских и кандидатских диссертаций по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль), созданном при Ухтинском государственном техническом университете о том, что учебное пособие "Проектирование и исследование характеристик ступеней динамических насосов" (авторы Ивановский В.Н., А.А. Сабиров, А.В. Деговцов, Кузьмин А.В. и др. – М.: Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015. – 104 с.: ил.) действительно используется при проведении занятий по дисциплине "Расчет и конструирование машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа" для студентов-магистрантов, обучающихся по направлению 15.04.02 Технологические машины и оборудование, программа подготовки "Проектирование машин и оборудования для эксплуатации нефтяных и газовых скважин".

Проректор по учебной работе,  
профессор



*В.Н.Кошелев*  
В.Н.Кошелев



Исполнитель: Кузьмин А.В.  
Телефон: (499)507-80-23  
E-mail: