

На правах рукописи



ЛОМАКИН ВЛАДИМИР ОЛЕГОВИЧ

**Разработка метода оптимального проектирования
отводящего устройства нефтяного магистрального насоса**

Специальность 05.04.13. Гидравлические машины,
гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург 2012

Диссертационная работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана» на кафедре «Гидромеханика, гидромашины и гидро- пневмоавтоматика»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Петров Алексей Игоревич. ФГБОУ
ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана, зам.
заведующего кафедрой
«Гидромеханика, гидромашины и
гидропневмоавтоматика»

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой
«Гидромашиностроения» СПбГПУ,
Жарковский Александр Аркадиевич.

доктор технических наук, профессор
кафедры «Ракетные двигатели» МАИ
Тимушев Сергей Федорович

Ведущая организация ОАО НПО «Гидромаш», г. Москва

Защита состоится «22» января 2013 г. в диссертационном совете Д212.229.09 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет». По адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29, главное здание ауд. 118

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «12» декабря 2012 г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета Д212.229.09
Доктор технических наук, профессор



Хрусталев Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. В настоящее время при проектировании проточных частей насосных агрегатов возникает множество проблем, связанных с постоянно ужесточающимися требованиями к их характеристикам. Особенно важными сейчас являются требования к энергоэффективности и надежности оборудования. В рамках всей страны реализуется программа повышения энергоэффективности промышленности, а насосное оборудование потребляет около 25% производимой электроэнергии. В суммарной стоимости жизненного цикла насосов затраты на электроэнергию составляют до 80%.

Нефтяные магистральные насосы – это оборудование большой мощности, что приводит к значительной экономии энергии при даже незначительном увеличении КПД насоса на 1-2%. Высокие требования к надежности объясняются большими экономическими потерями при простое оборудования. Потребность увеличивать периоды межремонтного обслуживания оборудования, а также срок службы в целом приводит к необходимости по возможности уменьшать нагрузки на элементы конструкции, в том числе и нагрузки гидромеханического характера.

В целом возникает необходимость создания методики проектирования, основанной на последних достижениях в САПР технологиях, вычислительной гидромеханике и технологии изготовления опытных образцов, которая позволит в сжатые сроки выполнять весь комплекс исследовательских и конструкторских работ по созданию проточных частей насосных агрегатов.

Как показывают многочисленные эксперименты и расчеты, описанные в литературе, отводящее устройство насоса играет существенную роль в суммарных потерях энергии при протекании жидкости через насос, а неравномерность распределения давления на входе в отводящее устройство приводит к появлению значительной радиальной нагрузки на роторе насосного агрегата, что снижает ресурс работы элементов конструкции. Поэтому в качестве объекта исследования в настоящей работе выбрана проточная часть именно отводящего устройства насоса типа НМ.

Объект исследования. Объектом исследования настоящей диссертационной работы является проточная часть отводящего устройства нефтяного магистрального насоса. Отводящее устройство является двухзавитковым с разделительным ребром для разгрузки ротора насоса от поперечной нагрузки.

Цель исследования.

Разработка метода проектирования двухзавиткового отводящего устройства, оптимального по нескольким критериям.

Задачи исследования. Для достижения поставленной в диссертационной работе цели необходимо решить ряд задач:

- 1) Разработка метода параметризации и автоматического построения геометрической формы отводящего устройства.
- 2) Выбор параметров и разработка методики многокритериальной оптимизации отводящего устройства.
- 3) Разработка методики численного расчета геометрической формы отводящего устройства с заданным набором параметров.

4) Создание экспериментального стенда, позволяющего измерять интегральные (подачу, напор, момент на валу, КПД) и локальные (распределение давления в проточной части) характеристики насоса.

5) Верификация результатов численного моделирования на экспериментальном стенде путем сравнения интегральных и локальных характеристик, полученных методами численного моделирования.

Методы исследования.

- 1) Математическое моделирование гидродинамических процессов.
- 2) Автоматизированное 3D-моделирование с использованием объектно-ориентированных языков программирования.
- 3) Математические методы поиска оптимальных решений.
- 4) Комплексная верификация результатов численного моделирования.

Научная задача состоит в разработке методов и алгоритмов, позволяющих выполнить оптимизацию проточной части отводящего устройства, а также выполнить комплексную верификацию расчета путем сравнения данных, полученных в результате численного гидродинамического моделирования, с экспериментальными.

Достоверность результатов исследования. Данные, полученные путем численного гидродинамического моделирования, подтверждены результатами испытаний на стенде. Подтверждение получили не только интегральные характеристики насосных агрегатов, но и локальные значения давления.

Научная новизна. В отличие от существующих методик проектирования проточной части отводящих устройств, предлагаемая методика является комплексной, включающей в себя этапы автоматизированного построения 3D моделей проточной части и их оптимизации. Отводы, построенные по данной методике, являются оптимизированными как по потерям энергии, так и по радиальной нагрузке на ротор насоса.

Предлагаемая методика верификации численной модели позволяет сравнивать не только интегральные параметры насоса (напор, подача), но и локальные распределения давлений в проточной части отвода.

Практическая ценность. Применение разработанной методики в ходе проектирования проточных частей нефтяных магистральных насосов позволяет повысить энергоэффективность и надежность насосных агрегатов, что приведет к существенной экономии электроэнергии и снижению эксплуатационных расходов.

В результате исследования получены рекомендации по оптимальному проектированию отводящих устройств нефтяных магистральных насосов в виде безразмерных соотношений для геометрических параметров проточной части.

Апробация работы. Основные результаты работы обсуждались на конференциях и семинарах:

1. Научно-технический семинар кафедры РК5 МГТУ им. Н.Э.Баумана “Проектирование проточных частей насосов типа НМ”. Май 2011.
2. 15-я Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов “Гидромашины, гидроприводы и гидро- пневмоавтоматика”, декабрь 2011
3. Учебно-методическая комиссия по специальности «Гидромеханика, гидромашины и гидро- пневмоавтоматика» на кафедре Э10 МГТУ им. Н.Э.Баумана, сентябрь 2012 г.

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 5 печатных работах, список которых представлен в конце автореферата, все статьи опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК.

Личный вклад соискателя. Все исследования, изложенные в диссертационной работе, проведены лично соискателем в процессе научной деятельности.

Внедрение результатов исследования. Результаты работы были использованы при проектировании отводящих устройств насосов типа НМ, производство которых планируется на Нефтекамском машиностроительном заводе. На данный момент уже выпущена рабочая документация и подготавливается производство. Имеется акт внедрения.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, двух приложений. Основные результаты исследования изложены на 170 страницах, 107 рисунках, 40 таблицах. Список использованной литературы содержит 60 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследования, и выбран объект исследования.

В первой главе поставлены цели и задачи исследования и проведен обзор существующих в литературе методик проектирования проточных частей насосных агрегатов.

В различных литературных источниках рассмотрены методы по расчету и проектированию отводящих устройств центробежных насосов. Все эти методики сильно отличаются как по теоретическим предпосылкам, так и по степени возможной автоматизации.

В рамках данной работы было решено исследовать отводящие устройства с трапециевидальной формой сечения. Во-первых, именно такую форму рекомендуют большинство отечественных исследователей, а во-вторых именно эта форма сечения используется в выпускаемых на данный момент нефтяных магистральных насосах, поскольку она удобнее для проектирования двухзаходного отвода.

Исследования и публикации, посвященные отводящим устройствам с другой формой сечения, также описаны в данной главе.

Еще одним из основополагающих вопросов при профилировании спиральных сечений отвода является предположение о характере изменения окружной скорости жидкости после схода с лопаток рабочего колеса.

В большинстве трудов принимается гипотеза о постоянстве момента скорости относительно оси рабочего колеса.

$$K = V_u \cdot r = \text{const}$$

В данной работе использовался именно этот подход. Такое решение было принято после проведения предварительного численного расчета отводящего устройства, в результате которого была получена картина распределения момента скорости в спиральной части отвода больше соответствующая именно первой гипотезе.

Из гипотезы постоянства момента скорости вытекает самый распространенный на данный момент метод расчета сечений отвода. Вводится понятие пропускной способности сечения:

$$A = \int_{r_0}^{r_{\max}} \frac{b}{r} dr$$

Пропускная способность последнего сечения спирали рассчитывается:

$$A_{\text{расч}} = \frac{Q_s}{K_2}$$

Остальные сечения спирали строятся так, чтобы пропускная способность убывала пропорционально углу расположения сечения в плане.

Из современных средств автоматического проектирования следует отметить программный комплекс CFturbo немецкой компании CFturbo® Software & Engineering GmbH. Программный комплекс позволяет автоматизировать процесс проектирования проточной части рабочих колес и отводящих устройств центробежных насосов. Именно построение сечений спиральной части на основе кривых Безье, использованного в данном программном комплексе, был выбран в качестве основного в настоящем исследовании.

В Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана был проведен комплексный анализ существующих методов оптимизации проточных частей лопастных гидромашин. В частности, рассмотренный в указанной работе метод ЛП-тау поиска был использован в настоящей работе.

Проведенный анализ существующих методов гидродинамического моделирования показал, что самым подходящим для данного исследования является моделирование трехмерного течения жидкости с использованием RANS модели турбулентности.

Другие методы расчета, такие как двухмерные и квазитрехмерные, хоть и менее требовательны к вычислительным ресурсам, обладают меньшей точностью.

Также в первой главе приведен обзор исследований влияния геометрических параметров отводящего устройства на поперечную нагрузку на ротор насоса.

Во второй главе описан разработанный метод автоматизированного построения трехмерной модели проточной части отводящего устройства.

Двухзаходный спиральный отвод имеет три основных параметризуемых элемента: спиральную часть, обводной канал и диффузор. Сечения каждого элемента строятся кривыми Безье. Кривые Безье - это параметрические полиномы, точки которых вычисляются по следующему алгоритму:

$$X(t) = \sum_{i=0}^n \left(P_{x_i} \cdot \frac{n!}{i!(n-i)!} \cdot t^i \cdot (1-t)^{n-i} \right)$$

$$Y(t) = \sum_{i=0}^n \left(P_{y_i} \cdot \frac{n!}{i!(n-i)!} \cdot t^i \cdot (1-t)^{n-i} \right)$$

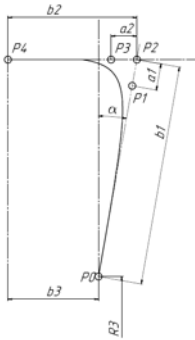


Рисунок 1 – Сечение спиральной части

где $X(t)$ и $Y(t)$ – координаты точки на кривой,

P_{xi} и P_{yi} – координаты i -го полюса,

n – порядок кривой (порядок кривой на единицу меньше числа полюсов),

t – параметр, изменяющийся в диапазоне от 0 до 2.

Алгоритм поиска координат точек множества сечений отвода по значениям около 20 геометрических параметров реализован в виде кода программы на C++.

После построения в программе сечения, в виде набора точек, записываются в файл и загружаются в CAD системе как облако точек. Затем с помощью встроенных в CAD систему средств из облака точек получаем трехмерную модель проточной части.

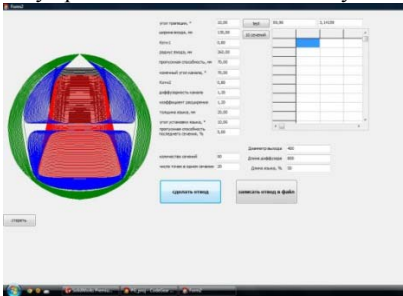


Рисунок 2 – Интерфейс программы по расчету сечений отвода

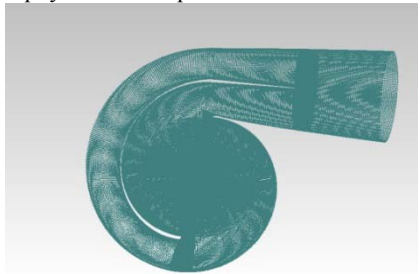


Рисунок 3 – Облако точек, загруженное в CAD систему

В третьей главе описан разработанный метод оптимизации проточной части отводящего устройства.

Для гидродинамического моделирования течения жидкости в отводящем устройстве насоса НМ, а также в насосном агрегате в целом при проведении верификации численной модели использовался программный пакет STAR-CCM+.

Моделирование основано на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности с использованием SST $k-\omega$ модели турбулентности.

Моделирование проводилось в стационарной постановке при расчете проточных частей отводящих устройств и в нестационарной при расчетах течения жидкости в насосе

Для разрешения течения в пограничном слое использовались пристенные функции. Жидкость моделировалась однофазная и несжимаемая.

В программном комплексе STAR-CCM+ в качестве метода дискретизации применяется метод контрольного объема

Основные уравнения гидродинамики, которые используются при моделировании:

Уравнение неразрывности осредненное по Рейнольдсу:

$$\operatorname{div}(\bar{\mathbf{V}}) = \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} = 0$$

Уравнение сохранения количества движения, осредненные по времени (Уравнение Навье-Стокса, осредненное по Рейнольдсу). Уравнение приведено в проекции на одну из осей координат:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial t} + \rho \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \rho \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} + \rho \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} = \rho f_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} - \rho \overline{V'_x V'_x} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial x} \right) - \rho \overline{V'_x V'_y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} \right) - \rho \overline{V'_x V'_z} \right) \end{aligned}$$

Члены вида $\rho \overline{V'_i V'_j}$ называются Рейнольдсовыми напряжениями. Они появляются в уравнениях в результате формальной процедуры осреднения и делают систему уравнений незамкнутой. В результате возникает необходимость вводить дополнительные допущения и взаимосвязи в исходную систему уравнений.

Одним из основных допущений является принятие гипотезы Буссинеска.

$$-\rho \cdot \langle U_i U_j \rangle = 2 \cdot \mu_t \cdot \left(\frac{1}{2} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Совокупность новых взаимосвязей и допущений образует модель турбулентности. В данной работе использовалась k- ω SST модель турбулентности. Данная модель сочетает в себе преимущества как k- ω , так и k- ϵ модели. В пристенной области используется k- ω модель, а в ядре потока k- ϵ модель.

Модель дополняется двумя дополнительными уравнениями переноса кинетической энергии турбулентности и относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \cdot S^2 - \beta \cdot \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega} v_T) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \cdot (1 - F_1) \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

Спиральные отводы моделировались с равномерными граничными условиями на входе в спиральную часть. Значения скорости и ее направление рассчитывалось из треугольника скоростей на выходе рабочего колеса. Выходное сечение удлинялось на 1 м для выравнивания эпюр скоростей и давлений. Вся проточная часть насоса моделировалась с граничными условиями скорость на входе – давление на выходе.

Для численного моделирования использовалась структурированная призматическая расчетная сетка в 5 слоев вблизи твердых стенок и неструктурированная многогранная в ядре потока



Рисунок 4 – Расчетная сетка для отвода насоса НМ3600-230.

Процесс оптимизации параметров состоял из двух этапов.

На первом этапе оценивалось влияние каждого геометрического параметра на течение в отводе и на его основные характеристики, а именно потери напора в отводе и суммарная радиальная сила на роторе насоса. Результатом первого этапа явилось выявление набора параметров оказывающих наибольшее влияние на указанные характеристики отводящего устройства.

На втором этапе была произведена оптимизация методом ЛП-т поиска.

Метод ЛП-т оптимизации используется при проектировании устройств, для которых сложно обосновать коэффициенты целевой функции. Суть алгоритма заключается в равномерном распределении пробных точек в n-мерном пространстве параметров оптимизации.

Оптимизация проводилась по двум критериям: минимизация потерь напора и минимизация радиальной нагрузки на ротор насоса.

После первого этапа оптимизации были выявлены шесть параметров оптимизации, оказывающих наибольшее влияние на выбранные критерии оптимизации.

Некоторые параметры, такие как коэффициенты отношения отрезков $K_{отн1}$, $K_{отн2}$ и $K_{отн3}$, оказывают влияние на исследуемые критерии только на краю возможных диапазонов изменения. Например чрезмерное скругление формы сечения отвода приводит к увеличению потерь и этот эффект описан в литературе. Изменение же значений этих параметров вблизи от исходных мало влияет на критерии оптимизации.

Такой параметр как длина языка L , наоборот, оказывает существенное влияние на величину потерь, так как при слиянии потоков велика вероятность возникновения вихрей. Однако предварительные расчеты показали, что увеличение длины языка однозначно приводит к снижению потерь в отводе на 2-5 м. Поэтому было решено присвоить этому параметру максимальное значение.

В итоге были выбраны следующие параметры оптимизации:

- Ширина входа в отвод b , мм
- Радиус входа в отвод R , мм
- Диффузорность обводного канала $k_{диф}$
- Коэффициент расширения обводного канала $k_{расш}$
- Угол установки языка в плане φ , град.
- Пропускная способность спиральной части A , мм

Диапазон изменения указанных параметров зависит от типоразмера насоса и определяется предварительными результатами моделирования и общими ограничениями на габаритные размеры насосов.

В данной работе разработанный алгоритм был применен для оптимизации отводящего устройства насосов трех типоразмеров: НМ3600-230, НМ7000-210, НМ10000-210.

Для каждого насоса были выбраны диапазоны изменения параметров и составлены по 20 пробных точек для каждого насоса в пространстве параметров. Для насоса НМ10000-210 оптимизация состояла из двух этапов. На втором этапе пробные точки выбирались вокруг точки с наилучшими значениями критериев оптимизации.

Например для насоса НМ3600-230 диапазон изменения параметров оптимизации приведен в таблице:

Таблица 1 – Диапазоны изменения параметров при оптимизации отвода насоса НМ3600-230

Параметр оптимизации	Минимальное значение	Максимальное значение
Ширина входа в отвод b , мм	120	160
Радиус входа в отвод R , мм	248.7	325.5
Диффузность обводного канала $k_{диф}$	0.8	2.5
Коэффициент расширения обводного канала $k_{расш}$	1.2	2
Угол установки языка ϕ , град.	15	30
Пропускная способность спиральной части A , мм	55	75

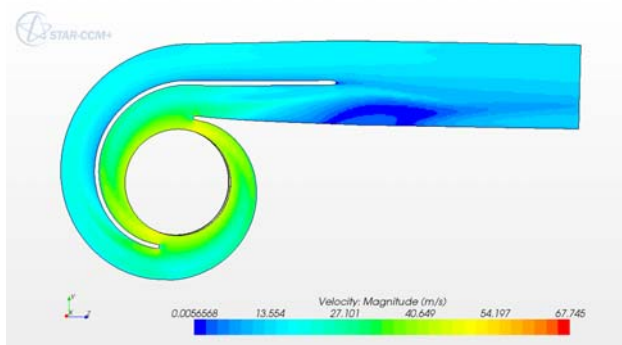


Рисунок 5 – Распределение модуля скорости в отводе с геометрией №13

В результате оптимизации отводящих устройств всех трех типоразмеров удалось уменьшить как потери энергии в проточной части, так и снизить радиальную нагрузку на ротор. Результаты приведены в таблицах ниже:

Таблица 2 – Результаты оптимизации по радиальной нагрузке

Типоразмер	Радиальная сила в исходном отводе, Н	Радиальная сила в оптимизированном отводе, Н
НМ3600	2345	59,5
НМ7000	926	335
НМ10000	8643	310

Таблица 3 – Результаты оптимизации по потерям напора

Типоразмер	Потери напора в исходном отводе, м	Потери напора в оптимизированном отводе, м
НМ3600	15,34	9,36
НМ7000	7,75	5,60
НМ10000	13,1	8,74

В четвертой главе «Описание экспериментального» приведено описание и характеристики экспериментального стенда, использованного для настоящего исследования.

Верификацию данных, полученных при математическом моделировании проточных частей насосов типа НМ, было решено проводить на редуцированных моделях, так как проведение натурных испытаний требует наличия стендов большой мощности и на этапе разработки проточной части нецелесообразно.

Масштабный коэффициент для редуцированных моделях изменялся в диапазоне 0,3-0,42 в зависимости от типоразмера насоса.

Основные задачи, поставленные в ходе подготовки к проведению экспериментов, таковы:

а) Получить нормальные характеристики модельных насосов. Получить экспериментально значения таких интегральных параметров, как напор и момент на валу насоса, чтобы сравнить их со значениями полученными путем численного моделирования.

б) Замерить давления в максимально большом количестве точек проточной части для сопоставления экспериментально полученной картины распределения давлений с полем давлений, полученным расчетным.

в) Провести балансовые испытания моделей насосов с целью выделить основные составляющие КПД насоса для уточнения данных полученных в численном эксперименте.

Для сокращения времени изготовления моделей и снижения веса конструкции было принято решение отказаться от металлических литых деталей проточной части, а использовать оболочечные формы модели, выполненные на 3D-принтере, с внешним их усилением для восприятия сил от давления жидкости. При этом рабочее колесо выполняется аналогичным методом, но в виде полнообъемной модели. Вал модельного насоса – стальной, изготавливается обычными методами металлообработки.

Такая конструкция позволяет изготавливать модели корпуса и рабочего колеса насоса непосредственно по 3D-моделям проточной части, полученным при помощи программ твёрдотельного моделирования, не тратя время на изготовление литейной оснастки и последующую обработку полученных отливок, а также получать относительно легкие конструкции моделей, удобные при сборке. Недостатком данной технологии является то, что на такой модели невозможно снимать виброакустические

характеристики насоса, т.к. жесткость корпуса модели не соответствует таковой у натурального насоса.



Рисунок 6 – Оболочка в процессе склеивания

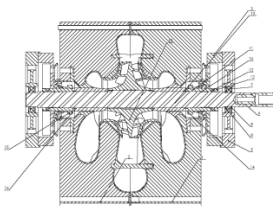


Рисунок 7 – Поперечный разрез макета МНА

Отверстия для замера давлений выполняются в стенках корпуса в процессе изготовления его на 3D принтере. Изнутри они представляют собой отверстия в стенках диаметром 2 мм, а снаружи выполнены в виде штуцеров. Перед заливкой корпуса цементным составом к этим штуцерам подсоединяются трубки, выводимые наружу, причем их выходы также выполнены в виде штуцеров для подсоединения датчиков давления и располагаются на внешней поверхности корпуса.

Во время проведения испытаний определяются следующие параметры:

- Подача насоса.
- Напор насоса.
- Число оборотов вала насоса.
- Мощность насоса.
- Момент на валу приводного двигателя.
- КПД насоса.
- Давление в 50 точках замера в проточной части насоса

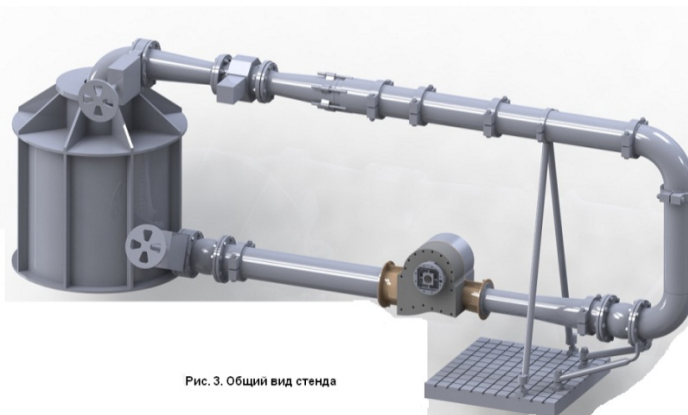


Рис. 3. Общий вид стенда

Рисунок 8 – Общий вид испытательного стенда

Давления измеряется в разных точках проточной части насоса посредством пластиковых трубок, одни концы которых помещены в полость проточной части другие подсоединены к блоку датчиков. От блока датчиков по экранированным электрическим кабелям сигналы поступают в коммутационный блок, который придает сигналам требуемые электрические качества. От преобразователя сигналы идут на платы АЦП, посредством плат данные заносятся в память персонального компьютера.

Созданная система сбора информации позволяет проводить замеры давления в 60 точках одновременно (интервал между замерами 2,5 мкс) и с высокой частотой (до 20-100 кГц), что позволяет регистрировать пульсационные составляющие давления в различных точках

В пятой главе описана методика испытаний, рассчитаны погрешности и приведены результаты испытаний.

Нормальные и балансовые испытания проводились с целью определения влияния различных геометрических факторов проточной части насоса на его напорную характеристику и КПД насосного агрегата.

Для проведения верификации численных расчетов необходимо определить момент сухого хода насоса и расход перетечек в щелевых уплотнениях, так как эти факторы никак не учитываются в численной модели и в то же время оказывают существенное влияние на измеряемые во время испытаний величины.

Давления в 50 точках проточной части измеряются датчиками и выводятся на экран ЭВМ, а также записываются в файл данных.

Для определения величины объемных и механических потерь в макете насосного агрегата были изготовлены заглушки на входной и выходной патрубки макета насоса с присоединенными к ним штуцерами.

Было также доработано колесо макета (установлена герметичная перегородка на выходе из рабочего колеса насоса МНМ2500-230, предназначенная для изоляции внутреннего пространства колеса от полости насоса и, соответственно, исключения протекания потока жидкости через колесо). Классическая методика подготовки колеса к балансовым испытаниям (при которой его заливают горячим парафином) в данном случае неприемлема из-за того, что колесо, изготовленное из фотополимера, может покоробиться при заливке горячим составом, и кроме того, из него невозможно будет впоследствии выплавить парафин. Классическая методика была применена к колесам насосов МНМ3600-230 и МНМ5000-230, изготовленным из бронзы.

Относительные средние квадратичные погрешности измерения и определения основных величин, полученных при испытаниях насосов, равны:

Погрешность определения частоты вращения: $\sigma_n=0.03\%$

Погрешность определения подачи $\sigma_Q=0,5\%$

Погрешность определения напора $\sigma_H=2,5\%$

Погрешность определения КПД $\sigma_{\eta}=2.57\%$

Погрешность определения момента на валу $\sigma_M=0.33\%$

Ниже приведены характеристики насосов, полученные экспериментально:

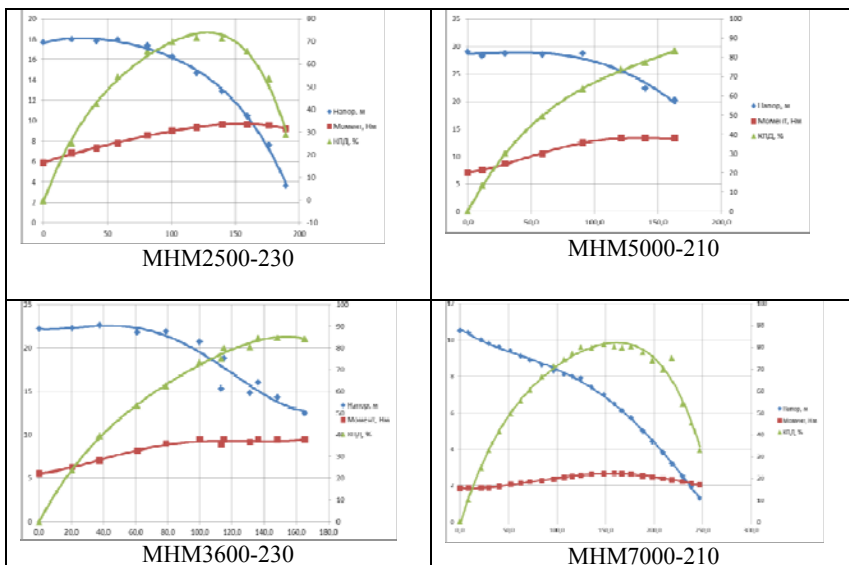


Рисунок 9 – Нормальные характеристики моделей насосов, полученные экспериментально

В результате балансовых испытаний был измерен момент сухого трения в насосе, который составил 1-2,5 Н*м, в зависимости от типоразмера насоса.

Также при испытаниях насоса МНМ7000-210 было измерено давление в точках проточной части в различных режимах работы насоса.

В шестой главе приведены результаты верификации численной модели путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными.

После проведения оптимизации отводящего устройства насоса, изготовления и испытаний макета необходимо сравнить данные, полученные численным и натурным экспериментом. Проведение верификации расчетных методов на основе экспериментальных данных позволит оценить адекватность предложенной методики расчета проточных частей и выработать рекомендации для расчетов более широкого круга насосов.

Верификация результатов, как показано ниже, проведена путем сравнения расчетных и экспериментальных характеристик макетов насосов МНМ-2500, МНМ3600 и МНМ5000. При испытаниях этих макетов проводились замеры интегральных характеристик насосного агрегата: напора, подачи и момента на валу двигателя.

Проведение физического эксперимента с отводом, как отдельным элементом не представляется возможным. Поэтому для проведения верификации результатов численного расчета сравнивались результаты физических испытаний насосного агрегата с его численной моделью в полной постановке.

Была составлена численная модель проточной части модели насоса по исходной 3D-геометрии, использованной при изготовлении проточной части на 3D принтере.



Рисунок 10 – 3D-геометрия проточной части модели насоса НМ2500-230

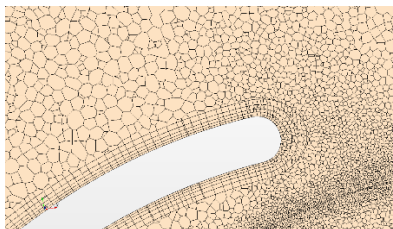


Рисунок 11 – Структурированная сетка в пристенной области

Вращение рабочего колеса моделировалось как в стационарной, так и в нестационарной постановке. Т.е. предварительный расчет проводился на неподвижной сетке, а эффект вращения моделировался добавлением силовых факторов воздействующих на жидкость во вращающейся области (т.е. силы инерции и кориолисовы силы). После стационарного расчета он использовался как начальное условие для решения нестационарной задачи и расчета динамических эффектов.

Для трех типоразмеров насосов проводилось сравнение интегральных характеристик, полученных численным моделированием с экспериментальными (МНМ2500-230, МНМ3600-230, МНМ5000-210). Для насоса МНМ7000-210 сравнивались также локальные значения давления.

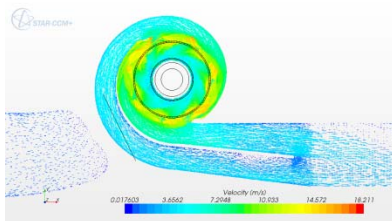


Рисунок 12 – Векторное поле скоростей в сечении насоса при подаче 33 л/с

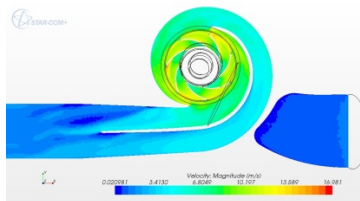
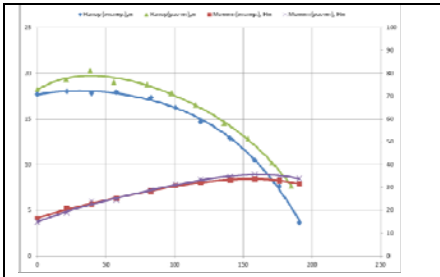
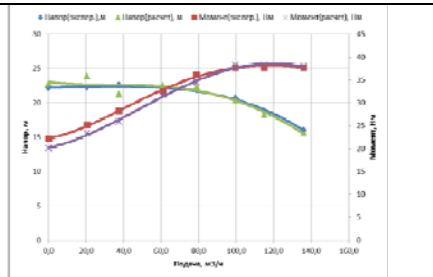


Рисунок 13 – Распределение скорости в рабочем колесе насоса МНМ3600-230 при подаче 132 м³/ч

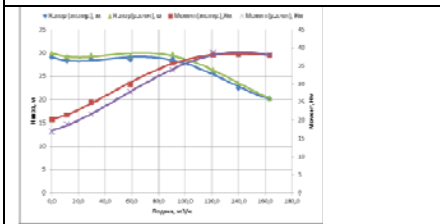
Сравнительные характеристики приведены ниже:



МНМ2500-230



МНМ5000-210



МНМ3600-230

Расчетный скорректированный напор $H, м$	Экспериментально определенный напор $H, м$	Погрешность, %
6,94	7	0,9
Расчетный скорректированный момент $M, Нм$	Экспериментально определенный момент $M, м$	Погрешность, %
21,9	22,1	0,9

МНМ7000-210

Рисунок 14 – Сравнение экспериментальных данных с результатами численного моделирования

Таблица 4 – Результаты сравнения показаний датчиков давления

№ датчика	Стат. напор эксп., м	Стат. напор расч., м	Погр. ,%	№ датчика	Стат. напор эксп., м	Стат. напор расч., м	Погр., %	№ датчика	Стат. напор эксп., м	Стат. напор расч., м	Погр.,%
1	14,15	14,15	0	19	13,85	14,12	1,96	37	13,54	13,92	2,82
2	13,99	14,14	1,10	20	13,90	14,07	1,24	38	13,78	14,10	2,37
3	14,10	14,10	0,00	22	13,71	13,91	1,46	39	7,01	7,21	4,63
4	14,07	14,08	0,04	23	12,49	12,44	0,34	40	6,89	7,12	4,88
5	14,00	14,07	0,50	24	12,36	12,56	1,69	41	6,79	7,20	2,85
6	13,94	14,04	0,71	25	11,78	12,25	3,98	42	7,00	7,09	4,56
7	13,93	14,08	1,04	26	12,33	12,56	1,91	43	6,78	7,23	5,10
8	14,00	14,11	0,78	27	12,65	12,87	1,78	44	6,88	7,21	3,75
9	13,97	14,12	1,04	28	12,92	13,10	1,42	45	6,95	7,16	2,69
10	13,95	14,12	1,22	29	13,01	13,24	1,76	46	6,97	7,03	4,10
11	14,02	14,16	0,97	30	12,03	12,66	5,20	47	6,75	7,21	4,63
12	14,03	14,13	0,75	31	13,26	13,47	1,56				
13	14,08	14,10	0,16	32	13,57	13,79	1,67				
14	13,86	14,06	1,44	33	13,76	13,91	1,14				
16	13,75	13,91	1,16	34	13,55	13,80	1,82				
17	13,48	13,74	1,90	35	13,83	14,07	1,75				
18	14,10	14,15	0,36	36	12,77	13,09	2,46				

Для сравнения расчетного значения нагрузки на ротор насоса с экспериментальной было проведено гидродинамическое моделирование насоса в точке с подачей 72,1 м³/ч.

Сравнение интегральных характеристик приведено ниже:

Для приближенного расчета радиальной нагрузки на ротор были использованы средние значения за 1 с показаний с датчиков давления номер 24, 28, 30, 36 расположенных по периферии рабочего колеса.

№ датчика	Среднее значение статического напора, м
24	12,9
28	14,7
30	12,9
36	15

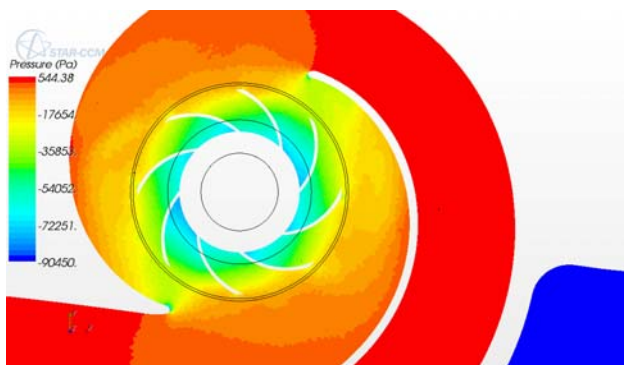


Рисунок 15 – Поле распределения давления вблизи рабочего колеса

Расчетное значение радиальной нагрузки на ротор насоса в данном режиме составляет 25 Н.

Среднее значение нагрузки, вычисленной по экспериментальному перепаду давления в оппозитных точках составляет около 20 Н.

Из приведенных результатов сравнения экспериментальных данных с расчетными можно сделать вывод, что совпадение наблюдается как при сравнении интегральных, так и локальных характеристик.

Полученные при сравнении давлений погрешности в 2-4% по абсолютной величине соответствуют погрешностям измерительной аппаратуры.

Вблизи номинального режима работы насоса интегральные характеристики, полученные экспериментально, совпадают с расчетными с погрешностью около 1%, что позволяет использовать результаты моделирования без проведения дальнейших испытаний.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований

1) разработана методика оптимального проектирования отводящих устройств нефтяных магистральных насосов. Методика проектирования во многом автоматизирована и позволяет инженеру вмешиваться в процесс проектирования только на этапах принятия решений о направлении дальнейшего совершенствования геометрической формы.

2) В результате применения предлагаемой методики спроектированы отводящие устройства для модельного ряда насосов типа НМ (НМ1250-260, НМ2500-230, НМ3600-230, НМ5000-210, НМ7000-210, НМ100000-210).

3) Насосы, отводящие устройства которых при проектировании проточной части прошли все этапы оптимизации (НМ3600, НМ7000) показали при модельных испытаниях значения КПД (**82-83%**) выше, чем насосы (НМ2500, НМ5000), отводящие устройства которых не прошли этапов оптимизации (**75-76%**).

4) Результаты математического моделирования и эксперимента позволяют сделать вывод, что у насосов с оптимизированной проточной частью отводов радиальная нагрузка на ротор меньше, чем у неоптимизированных.

5) В результате исследования получены рекомендации по определению оптимальных геометрических параметров отводящих устройств нефтяных магистральных насосов.

Значение быстроходности	131	196	234
Отношение диаметра рабочего колеса к диаметру входа в отвод D_3/D_2	1,19	1,27	1,49
Отношение ширины выхода рабочего колеса (половина) к ширине входа в отвод b_3/b_2	2,78	2,92	3,13
Угол установки языка в плане	24,5	27,5	35
Диффузорность обводного канала	2,28	1,95	1,66
Коэффициент формы обводного канала	1,9	1,8	1,7

6) Разработана методика комплексной верификации численной модели насосов на основе экспериментального определения как интегральных характеристик насосного агрегата (напор, момент на валу, КПД), так и локальных значений давления в проточной части.

7) Разработанная методика верификации применена при экспериментальном исследовании моделей насосов НМ2500-230, НМ3600-230, НМ5000-210, НМ7000-210. В результате сравнения экспериментальных данных с расчетными определена погрешность расчета интегральных характеристик 1-3% в диапазоне подач $0,5Q_{ном}-1,25Q_{ном}$ (т.е. во всем рабочем диапазоне) и погрешность локальных значений давления, которая составила 2-4%.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Ломакин В.О. Оптимизация геометрических параметров отвода нефтяного магистрального насоса типа НМ [Электронный ресурс] / В.О. Ломакин, А.И. Петров, А.И. Степанюк // Научн. техн. журн. Наука и Образование. // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2012. – №3. – Режим доступа <http://technomag.edu.ru/index.html>. (24.09.2012)
2. Ломакин В.О. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 / В.О. Ломакин, А.И. Петров // Известия высших учебных заведений Машиностроение –М: – Спецвыпуск. – 2012. – С. 6-9.
3. Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными [Электронный ресурс] / В.О. Ломакин, А.И. Петров // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2012. – №5. – Режим доступа <http://technomag.edu.ru/index.html>. (24.09.2012)
4. Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов [Электронный ресурс] / В. О. Ломакин, П. В. Щербачев, О. И. Тарасов и др. // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2012. – №4. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/index.html>. (24.09.2012)
5. Ломакин В.О. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики [Электронный ресурс] / В.О. Ломакин, А.В. Артемов., А.И. Петров // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2012. – №8. – Режим доступа <http://technomag.edu.ru/index.html>. (24.09.2012)

)