

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ

СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Карапузова Марина Владимировна

УДК 621.65

**ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ
КОМБИНИРОВАННОГО ПОДВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Специальность 05.05.17 – гидравлические машины

и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

Евтушенко Анатолий Александрович

канд. техн. наук, профессор

Сумы – 2012

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ...	4
ВВЕДЕНИЕ	6
1 РОЛЬ ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ В ОСУЩЕСТВЛЕНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИНАМИЧЕСКОГО НАСОСА. ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ.....	14
1.1 Конструкции и назначение подводящих устройств.....	14
1.2 Гидродинамические характеристики подвода и их влияние на характеристики насоса.	18
1.3 Критериальное уравнение для подводов	25
1.4 Пути совершенствования подводов.....	29
1.5 Обоснование выбора метода численного исследования.....	31
1.6 Выводы	41
2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ. СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	43
2.1 Постановка задачи исследования.....	43
2.2 Выбор объекта, методов и средств проведения исследования.....	47
2.3 Выводы	49
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА УЧАСТКЕ «ВЫХОД ИЗ ПОДВОДА – ВХОД В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО».....	51
3.1 Комбинированный подвод	51
3.2 Влияние геометрических размеров полуспирального подвода на формируемую им структуру потока на входе в рабочее колесо	52
3.3 Численное исследование потока проточной части центробежного насоса на участке «выход из подвода – вход в рабочее колесо».....	58
3.4 Анализ результатов численного исследования.	62
3.5 Физический эксперимент.	86
3.6 Выводы	105

4	ВЫДЕЛЕНИЕ ПОДВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В ОТДЕЛЬНЫЙ МОДУЛЬ проточной части при ее блочно-модульном конструировании.	107
4.1	Исходные данные для расчета течения в подводящем устройстве центробежного насоса.....	107
4.2	Уточнение критериального уравнения.....	114
4.3	Методика проектирования и расчета комбинированного подвода.....	116
4.4	Выводы.....	121
	ВЫВОДЫ.....	123
	ПРИЛОЖЕНИЕ А ПАТЕНТ НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ.....	126
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б АКТ ВНЕДРЕНИЯ.....	130
	ПРИЛОЖЕНИЕ В АКТ ВНЕДРЕНИЯ.....	131
	ПРИЛОЖЕНИЕ Г АКТ ВНЕДРЕНИЯ.....	132
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	133

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

$C_{кр}$	- кавитационный коэффициент быстроходности насоса;
D, d	- диаметры характерных сечений, м;
F, f	- площади характерных сечений, м ² ;
G	- массовый расход, кг/м ³ ;
H	- напор, м;
h	- потери напора, м;
H_T	- теоретический напор, м;
K	- момент скорости, м ² /с;
l	- коэффициент габаритов подвода;
m	- коэффициент момента скорости потока;
N	- мощность, Вт;
n	- частота вращения, об/мин;
n_s	- коэффициент быстроходности насоса;
$n_{П}$	- коэффициент конфузорности подвода;
p	- давление, Па;
Q	- подача насоса, м ³ /с;
R, r	- радиусы характерных сечений и элементов, м;
s	- коэффициент окружной неравномерности потока;
V	- скорость потока в абсолютной системе координат, м/с;
z	- геометрическая высота сечения, м;
α	- коэффициент кинетической энергии;
β	- угол установки лопатки ЛНА, град;
ζ_0	- коэффициент сопротивления подвода;
η	- коэффициент полезного действия, %;
η_z	- коэффициент полезного действия гидравлический, %;
λ	- коэффициент давления подвода;

- φ - коэффициент характеризующий габаритные показатели подвода;
 χ - коэффициент неравномерности поля скорости;

ИНДЕКСЫ:

- m - в проекции на меридиональную плоскость;
 r - в радиальном направлении;
 $и$ - в проекции на окружное направление;
 $вт$ - относительно втулки рабочего колеса;
 $вх$ - относительно входного сечения элемента;
 $пр$ - приведенный;

СОКРАЩЕНИЯ:

- БМП - блочно-модульное проектирование;
КОП - кольцевой подвод;
КП - комбинированный подвод;
КПД - коэффициент полезного действия;
ЛНА - лопаточный направляющий аппарат;
НА - направляющий аппарат;
ОУ - отводящее устройство;
ПП - программный продукт;
ПСП - полуспиральный подвод;
ПУ - подводящее устройство;
ПЧ - проточная часть;
РК - рабочее колесо;
РО - расчетная область;
ЦН - центробежный насос;

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Практически во всех областях промышленности находит широкое применение насосное оборудование, требования к которому постоянно возрастают. Наряду с повышением надежности и снижением энергопотребления сегодня выдвигаются требования к ремонтпригодности, снижению шумовых и вибрационных характеристик эксплуатируемого оборудования, а также обеспечение высоких значений кавитационного коэффициента быстроходности насоса ($C_{кр}$). Все чаще Заказчик выдвигает особые требования к оборудованию, что снижает применение серийных насосов, одновременно сокращая сроки поставки оборудования.

Если еще в 90-х годах время от поступления заявки на разработку оборудования до его поставки на объект составляло до трех лет, то сегодня этот срок сократился до шести-восьми месяцев. Таким образом, сроки создания насосного оборудования значительно уменьшились при одновременном возрастании к нему требований, необходимости внедрения последних достижений науки и техники.

Одним из путей разрешения данного противоречия является применение в насосостроении принципа блочно-модульного проектирования (БМП) центробежных насосов (ЦН) [1]. В данной работе речь пойдет именно о таких насосах. Блочно-модульный подход к конструированию ЦН является эффективным, поскольку дает возможность использования готовых отработанных элементов (модулей) [2]. Одним из наиболее важных моментов при применении принципа БМП является не только расчет характеристик и параметров отдельных элементов проточной части (ПЧ), но и учет влияния структуры течения, сформированной на выходе из элементов ПЧ, на работу друг друга при построении модели рабочего процесса ЦН [3, 4, 5].

О БМП можно говорить и как о наиболее экономичном способе создания проектной документации. Он дает свои преимущества непосредственно и при производстве насосного оборудования. Поскольку речь идет о применении

отработанных модулей, то можно говорить об увеличении уровня унификации непосредственно в процессе производства:

- во-первых, прежде всего рациональный минимум типоразмеров заготовок и материалов для производства деталей. А если речь идет о корпусных деталях (как в нашем случае), которые по материалоемкости занимают значительную долю насоса в целом, то этому вопросу следует уделить особое внимание;
- во-вторых, при обработке унифицированных деталей сокращается время переналадки оборудования, сокращается типаж применяемого оборудования, оснастки, инструментов и приборов;
- в-третьих, при общей тенденции производства специального насосного оборудования повышается серийность изготовления отдельных модулей, тем самым есть возможность повысить уровень механизации и автоматизации производственных процессов, в результате чего происходит снижение трудоемкости;
- в-четвертых, при повышении унификации повышаются качество выпускаемой продукции, её надёжность и долговечность благодаря технологичности конструкции изделий, более тщательной обработке и технологии их изготовления.

И, наконец, блочно-модульный принцип, улучшает эксплуатационные характеристики насосного оборудования – снижение номенклатуры запасных частей, упрощает и удешевляет ремонт оборудования.

При блочно-модульном проектировании проточной части ЦН можно выделить три основных модуля:

1. Подводящее устройство (ПУ).
2. Рабочие органы насоса (рабочие колеса, направляющие аппараты).
3. Отводящее устройство (ОУ).

Данная работа посвящается подводящим устройствам ЦН.

Подводящее устройство – это один из основных элементов проточной части ЦН. Структура потока, сформированная на выходе из ПУ, имеет большое влияние на всю совокупность эксплуатационных качеств насоса, надёжность в

работе и срок службы насоса в целом. Неравномерное распределение скоростей потока на входе в рабочее колесо (РК) приводит к дополнительным потерям в нем, ухудшению кавитационных качеств, вибрационных и шумовых характеристик насоса. В насосах высокой быстроходности при больших скоростях протекания жидкости в ПЧ передается большая мощность при малых массе и размерах ротора, поэтому влияние неравномерности потока на входе в РК растет с увеличением коэффициента быстроходности (n_s). В настоящее время, очень высока потребность в создании мощных высокооборотных энергетических насосов. Задачи, стоящие перед насосостроением по повышению качества и надежности при создании такого класса оборудования требуют разработки бокового подвода, формирующего малую неравномерность потока на выходе из него, при его габаритных размерах, соразмерных с габаритными размерами собственно проточных частей насосов.

Поэтому создание бокового подвода, формирующего малую неравномерность потока на входе в рабочее колесо (РК), обеспечивающего возможность создания наперед заданной требуемой структуры потока на выходе из ПУ, при этом, обеспечив минимально возможные габаритные размеры, вместе с тем технологичного в изготовлении является актуальной задачей. Решение такой задачи позволит не только улучшить характеристики насосов, но и далее развить практику БМП ПЧ ЦН, а также возможность проведения унификации подводящих устройств ЦН [6].

Связь работы с научными программами. Диссертационная работа выполнялась согласно плану научно-исследовательских работ кафедры прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета в соответствии с научно-технической программой Министерства образования и науки, молодежи и спорта Украины и реализована при выполнении госбюджетных научно-исследовательских работ (заказчик – Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины): «Научные основы технического обеспечения энергосберегающих технологий в гидропневмосистемах» (№ госрегистрации 0103U000769), «Исследование нетрадиционных путей превращения энергии в

жидкостях и газах и создание на их основе прогрессивного оборудования для гидропневмосистем» (№ госрегистрации 0106U001935).

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является создание ПУ с малой неравномерностью потока, при этом необходимо обеспечить минимально возможные габаритные размеры центробежного насоса и технологичность изготовления ПУ, а также развить практику блочно-модульного конструирования ЦН.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи:

- проанализировать взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров подводов ЦН, произвести оценку их влияния на характеристики центробежного насоса в целом;
- разработать технологичную конструкцию подвода, формирующего на выходе из него поток с малой неравномерностью, обеспечивающего возможность развития практики БМП ПЧ центробежных насосов, а также проведения унификации подводящих устройств ЦН;
- выполнить численное исследование структуры потока на участке «выход из подвода – вход в РК» с целью определения влияния гидродинамических параметров потока на характеристики насоса;
- провести физический эксперимент для проверки выбранной методики исследования, получения энергетической характеристики и определения влияния на нее момента скорости потока, формируемого ПУ;
- уточнить критериальное уравнение и параметры, определяющие качество работы подвода в составе ЦН при БМП;
- разработать методику проектирования и практические рекомендации по применению комбинированных подводов в центробежных насосах.

Объект исследования – рабочий процесс подводящего устройства ЦН.

Предмет исследования – структура течения между ПУ и РК, критерии оценивания ПУ, влияние гидродинамических параметров и геометрии подвода на характеристики ЦН.

Методы исследования – решение поставленных задач проводилось следующими методами: анализ материалов теоретических исследований и экспериментальных работ по проектированию подводов в ОАО «ВНИИАЭН», а также материалов аналогичных исследований в турбостроении и других областях, метод численного исследования (ЧИ) рабочего процесса в ПУ, а также метод физического эксперимента (ФЭ).

Для численного исследования течения в проточной части подвода был использован программный продукт (ПП) ANSYS CFX 11.0 для турбомашиностроения с использованием лицензии ООО «Управляющая компания «Гидравлические машины и системы» (г. Москва). Данный ПП основан на методе численного решения системы уравнений, описывающих фундаментальные законы гидромеханики: уравнений движения вязкой жидкости вместе с уравнением неразрывности, что позволяет обоснованно применить данный метод при исследовании структуры потока в проточных частях гидромашин.

Физический эксперимент включал в себя испытания натурального насоса с различными вариантами комбинированного подвода (КП) на экспериментальном стенде АО «Сумский завод «Насосэнергомаш». Эксперимент был проведен по методике проведения физического исследования, которая соответствует ГОСТ 6134-2007 «Насосы динамические. Методы испытаний». Достоверность полученных результатов обеспечивалась допустимой погрешностью измерения физических величин.

Научная новизна полученных результатов:

- проведен анализ структуры течения за ПУ, в результате которого впервые определено, что для каждого соотношения геометрических параметров рабочего колеса существует свое значение момента скорости потока, созданного боковым подводом, при котором создается наиболее равномерная структура потока на входе в рабочее колесо, что обеспечивает протекание рабочего процесса ЦН с оптимальным КПД;
- впервые экспериментально исследована структура потока на входе в рабочее колесо, созданная комбинированным подводом с использованием различной

- переменной части – лопаточного направляющего аппарата, при неизменной базовой корпусной детали, что позволяет применять комбинированный подвод при сменных проточных частях в базовом корпусе, создавая при этом требуемую структуру потока на входе в рабочее колесо;
- впервые проведен анализ бокового подводящего устройства центробежного насоса с учетом гидродинамических параметров потока на выходе из него на стадии компоновки ПЧ ЦН из отдельных элементов, что позволяет смоделировать рабочий процесс ЦН с учетом влияния условий, созданных одним элементом – ПУ на рабочий процесс другого элемента – РК;
 - впервые получена аналитическая зависимость, описывающая взаимосвязь между критериями рабочего процесса ЦН с учетом параметров трехмерного потока, которая позволяет более точно определить параметры ПУ ЦН во время его проектирования.

Практическое значение полученных результатов:

- предоставлено дополнительное обоснование целесообразности и возможности перехода к блочно-модульному конструированию и изготовлению ЦН;
- разработана конструкция ПУ ЦН, которая обеспечивает заданную структуру потока на входе в рабочее колесо (при многоступенчатой конструкции насоса на входе в колесо первой степени) с одновременным повышением технологичности изготовления корпусов ЦН;
- впервые разработана методика проектирования комбинированных подводов ЦН;
- создан комбинированный подвод, который открывает возможность унификации ПУ ЦН;
- сформирован новый подход к исследованию и разработке подводов ЦН, который предложен вниманию специалистов в области исследования и производства ЦН, а также внедрен в учебный процесс вуза.

Личный вклад соискателя. Основные результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно. В статьях, опубликованных в соавторстве, соискателем выполнено следующее: определены общие вопросы, затраги-

вающие изучение взаимного влияния отдельных элементов ПЧ на работу друг друга и на работу насоса в целом [7], представлены результаты численного исследования влияния структуры течения между основными элементами ПЧ на показатели качества ЦН [8], рассмотрены гидродинамические аспекты БМП ПЧ ЦН [9, 10, 12], намечены пути совершенствования боковых подводов турбомашин [11, 12], а также пути совершенствования конструкций ЦН [13, 14], получен патент на полезную модель № 54841 «Боковой подвод турбомашин» [15], намечен путь унификации входных крышек центробежных многоступенчатых насосов [16].

В научной публикации [17], которая написана автором самостоятельно, обоснована актуальность исследования ПУ ЦН, а также намечены пути их дальнейшего совершенствования.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на:

- XV международной научно-практической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев 2010 г.);
- 6-й Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (г. Санкт - Петербург, 2010);
- XIII-й Международной научно-технической конференции «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» (г. Сумы, 2011 г.);
- научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов СумГУ (ежегодно с 2006 г. до 2011 г. включительно).
- в полном объеме диссертационная работа представлена на пленарном заседании XVI Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Винница, 2011 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 10 научных работ, из них: 1 монографии (в соавторстве), 3 публикации в специализирован-

ных изданиях, 1 статья в сборнике научных трудов, 1 патент на полезную модель, а также тезисы 3-х докладов на научно-технических конференциях.

Структура и объем диссертационной работы.

Работа состоит из вступления, 4 разделов, выводов, приложений и списка использованных источников. Полный объем диссертации – 145 страниц, в том числе 56 рисунков, из которых 15 на отдельных листах, 5 таблиц, библиография из 106 источников на 13 страницах, 4 приложения на 7 страницах.

1 РОЛЬ ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ В ОСУЩЕСТВЛЕНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИНАМИЧЕСКОГО НАСОСА. ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

1.1 Конструкции и назначение подводных устройств

Конструкция подвода обеспечивает создание той или иной структуры потока перед входом в рабочее колесо. А именно эта структура потока, созданная подводом, оказывает значительное влияние на КПД и характеристики насоса в целом.

Основными функциями подводов являются:

- с минимально возможными потерями подвести поток жидкости от всасывающего трубопровода на вход в рабочее колесо;
- создание равномерного (или осесимметричного) поля скоростей перед рабочим колесом;
- обеспечить заданный момент скорости K на входе в рабочее колесо.

Подводы должны выполнять свои функции, как при оптимальных, так и режимах, отличных от оптимального, когда на входе в колесо возникают обратные токи [18], завихрение и т.п. В практике насосостроения применяют две конструктивных схемы ПУ [19]:

1. Осевой подвод.
2. Боковой подвод.

Для обеспечения высоких гидравлических свойств насоса потери в подводе должны быть минимальными, а поток на выходе из подвода – осесимметричным. Полностью этим требованиям удовлетворяет только один тип подвода – осевой, в форме прямоосного конического конфузора (рис. 1.1).

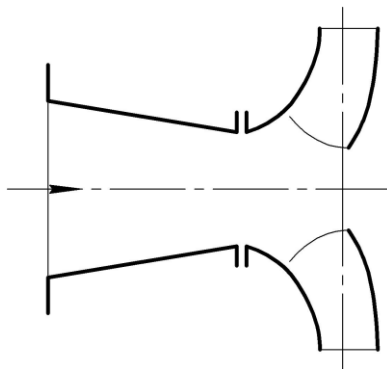


Рисунок 1.1 – Осевой подвод

Осевой подвод применяют в консольных и во многих вертикальных насосах. Конический осевой подвод является лучшим для применения типом ПУ. Он обеспечивает стабилизацию потока и равномерное распределение по сечению скорости на входе в РК.

Однако, преобладающее большинство ЦН – это насосы двухпорные, с проходным валом относительно корпуса насоса. Подвод перекачиваемой жидкости к рабочему колесу в этом случае происходит сбоку, под прямым углом к оси вала (рис. 1.2.).

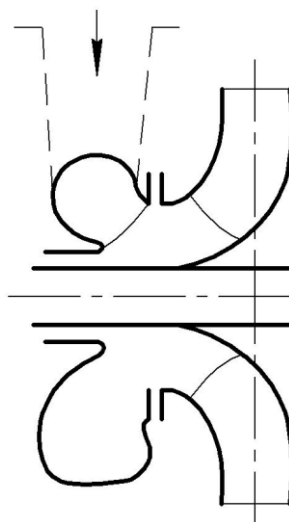


Рисунок 1.2 – Боковой подвод

Поворот потока из радиального направления в осевое и обтекание проходящего вала приводит не только к увеличению гидравлических потерь по сравнению с осевым подводом, но и к неравномерному распределению скоростей по окружности входа в рабочее колесо. Это приводит к нестационарности течения в каналах рабочего колеса, существует опасность отрыва потока при

обтекании входных кромок лопастей. Надо отметить, что чем больше коэффициент быстроходности, тем значительнее влияние указанных факторов на экономичность насоса в целом [20]. Конструкция подвода оказывает влияние не только на энергетические характеристики насоса, но на его кавитационные качества, и с увеличением всасывающей способности рабочего колеса это влияние возрастает [21].

Наиболее широкое применение в конструкциях ЦН нашли два вида бокового подвода:

- кольцевой подвод, который обычно не создает момент скорости на входе в РК;
- полуспиральный подвод, который создает определенный момент скорости на входе в РК;

Кольцевой подвод часто встречается в грунтовых, шламовых, многоступенчатых насосах. Перекачиваемая жидкость в колесо подается по радиусу (без окружной составляющей). При обтекании вала образуются «вихревые» зоны. При вращении вала, поток жидкости по обе стороны от него выходит неравномерно. Таким образом, кольцевой подвод создает неравномерное поле скоростей, которое приводит к снижению КПД. Однако простота его изготовления часто обуславливает применение такого типа подвода.

Применение полуспирального подвода в насосах с проходным валом способствует улучшению обтекания вала и получению более однородного поля скоростей на входе в РК по сравнению с кольцевым подводом.

Циркуляция жидкости, создаваемая полуспиральным подводом, улучшает антикавитационные свойства и гидравлический КПД насоса. Насосы с полуспиральным подводом имеют высокие технико-экономические показатели и не уступают по КПД и всасывающей способности насосам с осевым подводом.

Положительные качества полуспирального подвода можно объяснить следующими факторами:

- язык подвода стабилизирует поток и приводит к устойчивому обтеканию вала насоса, причем точка соединения потока не смещается, а остается около языка;
- входная циркуляция потока локализует влияние вихревой зоны вала, получаемой при обтекании его потоком;
- образованная незначительная по размерам «вихревая» зона стабильная и не является источником дополнительных потерь;

Снижение потерь в полуспиральном подводе и в колесе объясняется отсутствием влияния вихревых зон при циркуляционном обтекании вала на течение в выходном сечении ПУ, уменьшением угла атаки потока на лопасти РК и относительной скорости.

Неоднородность потока, формируемого боковым подводом на входе в РК ЦН, влияет на протекание рабочего процесса в целом [18]. Учет этого влияния зависит от назначения, конструктивного типа насоса, энергонагруженности ротора. В насосах малой быстроходности и малой мощности, если нет специальных требований по кавитационным и вибрационным характеристикам, можно применять любые типы боковых подводов.

Нужно отметить, что уровни шума и вибрации вошли в номенклатуру основных показателей качества создаваемых насосов, характеризуют их совершенство с точки зрения функциональных, конструктивных и технологических критериев, являются диагностическими параметрами, обеспечивающими достоверную оценку технического состояния насоса, позволяющими своевременно обнаружить неисправности и отказы его узлов. Поэтому в насосах высокой быстроходности следует уделять особое внимание вопросу формирования подвода потока с малой неравномерностью, т.к. создание такой структуры на входе в РК значительно улучшают эксплуатационные показатели насоса.

1.2 Гидродинамические характеристики подвода и их влияние на характеристики насоса

Подвод влияет на характеристики насоса как через собственные потери (при течении жидкости в подводе имеются потери напора), так и оказывая действие на эффективность работы РК, установленного за ним. Поэтому в качестве характеристик подвода будем рассматривать величины, характеризующие потери в подводе, а также поле скоростей и давлений на выходе из него [22, 23].

Будем рассматривать жидкость, движущуюся в подводе, как несжимаемую и применим к ней закон сохранения энергии.

Энергии потока жидкости, протекающие в единицу времени через входное и выходное сечения подвода, будут отличаться на величину ее потерь в подводе:

$$\Delta N = \int_{F_{\hat{a}\hat{o}}} \left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{V^2}{2} \right) \rho V_m df - \int_{F_0} \left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{V^2}{2} \right) \rho V_m df, \quad (1.1)$$

где z – геометрическая высота сечения;

p – статическое давление;

V – абсолютная скорость жидкости в подводе;

V_m – расходная составляющая абсолютной скорости;

$F_{\hat{a}\hat{o}}, F_0$ – площади входного и выходного сечения подвода соответственно.

Объемный расход определяется по формуле:

$$Q = \bar{V}_{m\hat{a}\hat{o}} \cdot F_{\hat{a}\hat{o}} = \bar{V}_{m0} \cdot F_0 = \int_{F_{\hat{a}\hat{o}}} V_{m\hat{a}\hat{o}} df = \int_{F_0} V_{m0} df \quad (1.2)$$

Отнеся мощность к объемному расходу, получим потери полного давления в подводе:

$$\Delta p = \left(\bar{p}_{\hat{a}\hat{o}} + \alpha_{\hat{a}\hat{o}} \frac{\rho \bar{V}_{m\hat{a}\hat{o}}^2}{2} \right) - \left(\bar{p}_0 + \alpha_0 \frac{\rho \bar{V}_{m0}^2}{2} \right), \quad (1.3)$$

где $\bar{V}_{m\hat{a}\hat{o}}$, \bar{V}_{m0} – средние в сечении абсолютные скорости, определяемые по формуле:

$$\bar{V}_m = \frac{1}{Q_F} \int V V_m df, \quad (1.4)$$

$\bar{p}_{\hat{a}\hat{o}}$, \bar{p}_0 – средние гидростатические давления в сечениях, определяемы по формуле:

$$\bar{p} = \frac{1}{Q_F} \int (p + g\rho z) V_m df, \quad (1.5)$$

$\alpha_{\hat{a}\hat{o}}$, α_0 – коэффициенты кинетической энергии соответствующих сечений, характеризующие степень неравномерности скоростей, и определяется по формулам:

$$\alpha_{\hat{a}\hat{o}} = \frac{1}{\bar{V}_{m\hat{a}\hat{o}}^3 F_{\hat{a}\hat{o}}} \int V^2 V_m df, \quad \alpha_0 = \frac{1}{\bar{V}_{m0}^3 F_0} \int V^2 V_m df \quad (1.6)$$

Для оценки характеристик подвода и расчетов удобно использовать безразмерные коэффициенты, которые в динамически подобных потоках имеют одно и то же значение независимо от размеров подвода, скорости потока в нем, а также от рода жидкости. Разделив в выражении (1.3) все члены на величину

кинетической энергии, определенную по средней расходной скорости потока в

выходном сечении подвода $\frac{\rho \bar{V}_{m0}^2}{2}$, получим:

$$\zeta_0 = \lambda + \frac{\alpha_{\hat{a}\hat{o}}}{n_{\hat{i}}^2} - \alpha_0, \quad (1.7)$$

где

$$\zeta_0 = \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}_{m0}^2 / 2} \text{ – коэффициент сопротивления подвода,} \quad (1.8)$$

$$\lambda = \frac{\bar{p}_{\hat{a}\hat{o}} - \bar{p}_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}}}{\rho \bar{V}_{m0}^2 / 2} \text{ – коэффициент давления подвода,} \quad (1.9)$$

$$n_{\hat{i}} = \frac{\bar{V}_{m0}}{\bar{V}_{m\hat{a}\hat{o}}} = \frac{F_{\hat{a}\hat{o}}}{F_0} \text{ – коэффициент конфузурности подвода} \quad (1.10)$$

Коэффициент сопротивления ζ_0 является основной характеристикой подвода и оказывает влияние на характеристики насоса в целом.

Коэффициент λ_p характеризует преобразование в подводе потенциальной энергии в кинетическую.

Коэффициент конфузурности n_{II} – является общей геометрической характеристикой подвода.

Кроме обозначенных выше характеристик подвода, большое значение имеют характеристики потока, сформированного подводом. Это, прежде всего, средний момент скорости и распределение скоростей на входе в РК.

При известном распределении скоростей средний момент скорости определяется следующим образом:

$$\left(\overline{rV_u}\right)_0 = \frac{1}{Q} \int_{F_0} rV_u V_m df, \quad (1.11)$$

где r – радиус точки сечения;

V_u – окружная составляющая абсолютной скорости в этой точке.

В безразмерном виде коэффициент момента скорости имеет вид:

$$m = \frac{\left(\overline{rV_u}\right)_0 \cdot D_{i\delta}}{Q}, \quad (1.12)$$

где

$$D_{np} = \sqrt{D_0^2 - d_{\epsilon m}^2} \text{ – приведенный диаметр РК,} \quad (1.13)$$

D_0 – диаметр входной воронки РК,

$d_{\epsilon m}$ – диаметр втулки РК.

Коэффициент m будем называть коэффициентом «закрутки» потока.

Неравномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо приводит к дополнительным потерям в нем, ухудшению кавитационных качеств, вибрационных и шумовых характеристик. В качестве характеристики потока в выходном сечении ПУ применяется коэффициент неравномерности поля расходной скорости χ_m в выходном сечении, определяемый выражением [24]:

$$\chi_m = \frac{K_m}{\rho \overline{V}_{m0}^2 / 2}, \quad (1.14)$$

где K_m – средняя кинетическая энергия 1 кг жидкости, подсчитанная по расходной составляющей скорости определяется по формуле:

$$K_m = \frac{1}{Q} \int_{F_0} \frac{\rho V_m^2}{2} V_m df \quad (1.15)$$

Рассмотрим, как влияют гидродинамические параметры на характеристики насоса в целом.

Запишем выражение для гидравлического КПД в виде:

$$\eta_{\bar{a}} = \frac{P_{\bar{a}i\bar{o}} - P_{\bar{a}o}}{\rho g H_{\bar{o}}} = \frac{P_{\bar{a}i\bar{o}} - P_0 - \Delta p}{\rho g H_{\bar{o}}} = \eta_{\bar{a}}^* - \frac{\zeta_0 \bar{V}_{m0}^2}{\rho g H_{\bar{o}}}, \quad (1.16)$$

где $p_{вых}, p_{вх}$ – полное давление на выходе и входе насоса;

H_T – теоретический напор насоса;

$\eta_{\bar{a}}^*$ – гидравлический КПД при отсутствии потерь в подводе;

\bar{V}_{m0} – средняя расходная составляющая на входе в РК.

Используя выражение для расходной составляющей скорости:

$$\bar{V}_{m0} = \frac{Q}{F_0} = \frac{4Q}{\pi D_{i\bar{o}}^2}, \quad (1.17)$$

а также известную формулу Руднева С.С.

$$D_{i\bar{o}} = k_{\bar{a}\bar{o}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (1.18)$$

из выражения (1.16) путем небольших преобразований получим:

$$\eta_{\bar{a}} = \eta_{\bar{a}}^* - \frac{8\eta_{\bar{a}}}{3,65^{4/3} \pi^2 g} \cdot \frac{\zeta_0 n_s^{4/3}}{k_{\hat{a}\bar{o}}^4}, \quad (1.19)$$

где

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} - \text{коэффициент быстроходности}, \quad (1.20)$$

k_{ex} – коэффициент приведенного диаметра РК (определяется при проектировании).

Тогда получим:

$$k_{\eta} = \frac{\eta_{\bar{a}}}{\eta_{\bar{a}}^*} = \frac{1}{0 + 1,48 \cdot 10^{-2} \frac{\zeta_0 n_s^{4/3}}{k_{\hat{a}\bar{o}}^4}} \quad (1.21)$$

Как видно из выражения (1.21) величина изменения КПД насоса зависит от коэффициента сопротивления подвода и коэффициента быстроходности. Чем выше n_s насоса, тем это влияние значительнее. Так, например, установка кольцевого подвода с $\zeta_0 = 0,32$ в насосе с $n_s = 400$, приводит к снижению КПД насоса на 4% по сравнению с осевым подводом [24].

Рассмотрим кавитационные качества насоса. Запишем выражение для критического кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\hat{e}\bar{o}} = \Delta h_{\hat{e}\bar{o}}^* + \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad (1.22)$$

где $\Delta h_{\hat{e}\bar{o}}$ – критический кавитационный запас;

$\Delta h_{\hat{e}\bar{o}}^*$ – критический кавитационный запас при отсутствии потерь в подводе;

Используя выражение для критического кавитационного коэффициента быстроходности:

$$C_{кр} = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр})^{3/4}}, \quad (1.23)$$

а также выражения (1.16), (1.17), (1.18) и (1.22) получаем:

$$C_{\partial\partial} = \frac{1}{\left[\frac{1}{(\tilde{N}_{\partial\partial}^*)^{4/3}} + \zeta_0 \frac{0,8}{g\pi^2 k_{\partial\partial}^4} \right]^{3/4}} \quad (1.24)$$

Как видно из формулы (1.24) снижение кавитационных качеств за счет потерь в подводе могут быть весьма значительны. По данным [22], замена подвода с $\zeta_0 = 1,46$ на подвод $\zeta_0 = 9,1$ привела к изменению $C_{кр}$ с 3000 до 1200.

Рассмотрим влияние закрутки потока на характеристики насоса. Надо отметить, что закрутка потока по направлению вращения РК приводит к снижению напора и к увеличению крутизны напорной характеристики [25, 26]. В насосах с низким n_s это используется для получения устойчивой крутопадающей характеристики. Для насосов с высоким n_s иногда наличие закрутки нежелательно, т.к. в некоторых случаях наличие крутопадающей напорной характеристики нежелательно. Однако нужно отметить, что кавитационные качества при наличии небольшой положительной закрутки улучшаются [27].

Перейдем к рассмотрению влияния неравномерности потока, создаваемого подводом на характеристики насоса. При расчете РК обычно принимается допущение, что поток на входе в РК равноскоростной. Однако во всех обычных боковых подводах существует окружная неравномерность потока на выходе из ПУ, оказывая прямое влияние на процесс, который происходит в РК. Это влияние существует даже на расчетном режиме работы. Наличие неравномерного распределения скоростей, как по радиусу, так и по окружности приводит к не-

стационарности течения в РК. Кроме общего нарушения граничных условий на входе в РК нестационарное обтекание профилей лопастей может привести к турбулизации течения в пограничном слое, значительно увеличивая потери энергии потока на трение в колесе [28]. Однако, кроме проблем, связанных с нестационарным обтеканием лопастей РК, для РК высокой быстроходности [29] окружная неравномерность распределения осевых скоростей на входе в РК, приводит к снижению напора до 40%, что не позволяет достичь расчетных параметров даже при правильно спроектированном РК.

Аналитически оценить влияние таких отличий при проектировании РК довольно сложно. Следовательно, на этот вопрос можно ответить только экспериментальным путем.

Неравномерность потока на выходе из ПУ имеет весомое влияние на всю совокупность эксплуатационных качеств насоса – энергетические и кавитационные, вибрационные и шумовые характеристики, надежность в работе и срок службы насоса в целом. По данным [30] приведенных результатов испытаний можно отметить, что при увеличении неравномерности потока на выходе из подвода на 4% относительный КПД насоса оптимальном режиме снизился на 2%, $C_{кр}$ – на 9%, а относительное виброускорение возросло на 70...80% по всем координатным направлениям. Кроме того, оптимальный режим работы по подаче увеличился на 5%. Теоретический анализ возможности смещения оптимального режима работы по подаче позволяет сделать вывод, что оно возможно в любую сторону и зависит от согласованности элементов проточной части и формы характеристик потерь энергии в каждом элементе.

1.3 Критериальное уравнение для подводов

Критериальное уравнение для подводов получено [31] из уравнения Бернулли для входного и выходного сечений. При этом принято, что на входе течение равномерное, на выходе – неравномерное. Окончательное критериальное уравнение имеет вид:

$$\lambda + \frac{1}{n_{II}^2} = (1 - \varphi^2 m^2) \cdot (1 + s^2) + \zeta_0, \quad (1.25)$$

где $\lambda, n_{II}, m, \varphi, s, \zeta_0$ – безразмерные коэффициенты.

В уравнении (1.25) λ – коэффициент давления подвода определяется по формуле (1.9).

Соотношение расходных скоростей на входе и выходе из подвода характеризует геометрическую конфузурность подвода и является выражением коэффициента конфузурности n_{II} и определяется по формуле (1.10).

Коэффициент момента скорости определяемый выражением (1.12), запишем в виде

$$m = \frac{KD_{np}}{Q}, \quad (1.26)$$

где K – момент скорости потока:

$$K = V_u \cdot r, \quad (1.27)$$

Коэффициент неравномерности:

$$s = \frac{\sqrt{\overline{\Delta V_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}^2}}}{\overline{V_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}}, \quad (1.28)$$

где $\overline{\Delta V_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}$ – осредненная пульсация скорости;

$\overline{V_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}$ – осредненная скорость.

Коэффициент сопротивления подвода характеризует потери энергии (полного давления) потока:

$$\zeta_0 = \frac{2g \cdot h_{nom}}{V_0^2}, \quad (1.29)$$

где h_{nom} – удельная потеря энергии на единицу веса.

Коэффициент φ характеризует габаритные показатели и определяется формулой:

$$\varphi^2 = \frac{\pi^2 \left(1 - \bar{d}_{\text{вм}}^2\right)}{4\bar{r}_{\text{ср}}^2}, \quad (1.30)$$

где

$$\bar{r}_{\text{ср}} = \frac{r_{\text{ср}}}{0,5 \cdot D_{\text{нр}}} = \frac{0,5(r_0 + r_{\text{вм}})}{0,5D_{\text{нр}}}, \quad (1.31)$$

$$\bar{d}_{\text{вм}} = \frac{d_{\text{вм}}}{D_0}, \quad (1.32)$$

где r_0 – радиус входа в РК;

$r_{\text{вм}}$ – радиус втулки.

Таким образом, в критериальное уравнение (1.25) вошли пять безразмерных критериальных параметров подвода: λ , $n_{\text{П}}$, m , φ , s , ζ_0 .

Однако, параметр конфузорности $n_{\text{П}}$ пропорционален квадрату габаритов области течения, т.е. $n_{\text{П}} \sim l^2$. Поэтому вместо параметра конфузорности $n_{\text{П}}$ можно пользоваться параметром габаритов $l \sim \sqrt{n}$.

Параметр λ имеет смысл коэффициента потерь статистического давления, а параметр ζ_0 - смысл коэффициента потерь полного давления заторможенного потока, в которое составной частью войдут потери статистического давления. Таким образом, λ не является самостоятельным критериальным параметром подвода.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что при проведении критериального анализа подводов достаточно использовать четыре основных критериальных параметра: ζ_0 , m , s , l .

Анализ взаимовлияний критериальных параметров с учетом уравнения закона сохранения энергии позволил объединить их функциональной связью:

$$\zeta_0 = n_s \frac{(1 + \varphi^2 m^2)(1 + s^2)}{l^4}, \quad (1.33)$$

где

ζ_0 – коэффициент сопротивления подвода (коэффициент потерь энергии в подводящем устройстве насоса, аналог коэффициентам потерь энергии в местных сопротивлениях, используемым в механике жидкости и газа);

n_s – экспериментальный поправочный коэффициент, определяемый конструкцией подводящего устройства;

φ – коэффициент, зависящий от величины втулочного отношения в рассматриваемом подводе;

m – коэффициент момента скорости;

s – коэффициент окружной неравномерности потока на выходе из подвода;

l – показатель габаритных размеров подвода.

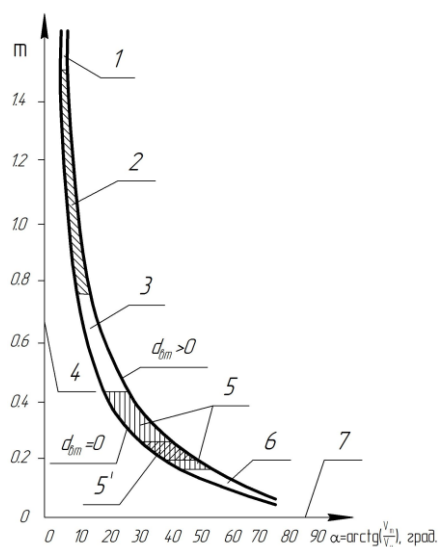
Проведенный критериальный анализ на основе использования совокупности четырех критериальных параметров (характеристическая совокупность параметров подводов) позволил установить однозначное соответствие между

величинами соответствующих коэффициентов в их совокупности и типами существующих подводов турбомашин.

1.4 Пути совершенствования подводов

Анализ параметров боковых подводов: коэффициента потерь энергии ζ_0 , коэффициента неравномерности потока s , коэффициента момента скорости потока на выходе m , и безразмерного габаритного параметра $l = \alpha/D_{\text{вых}}$ показал, что можно разработать боковой подвод, отвечающий поставленному требованию снижения неравномерности потока на выходе из бокового подвода при одновременном уменьшении его габаритных размеров.

В работе [31] была сделана классификация существующих типов подводов по коэффициенту момента скорости m в зависимости от угла потока. Классификация типов подводов турбомашин в зависимости от параметра m и область, которую можно использовать для бокового подвода к насосам высокой быстроходности, представлена на рис. 1.3.



- 1 – сопловые аппараты, узкие спиральные камеры;
- 2 – металлические спиральные подводы гидротурбин, $\varphi = 360^\circ$;
- 3 – подводов нового типа;
- 4 – тангенциальное сопло, кольцевые камеры с тангенциальным патрубком;
- 5 – полуспиральные подводы;
- 5' – бетонные гидротурбинные камеры, $\varphi = 180^\circ$;
- 6 – НА, расширенные полуспиральные подводы;
- 7 – свободное пространство, осевой конфузор, колесо, симметричные подводы.

Рисунок 1.3 – Классификация подводов турбомашин по параметру момента скорости потока на выходе

Параметры подвода нового типа находятся в диапазоне между значениями соответствующих параметров спиральных подводов с полноохватной спиральной камерой турбинного типа (спиральный подвод) и полуспирального подвода двупоточных насосов типа Д (полуспиральный подвод). Конструкция такого подвода сочетает в себе элементы двух указанных подводов: при полноохватной спиральной подводящей камере язык подвода вытянут в осевом направлении и его выходная кромка приближена к входу в РК.

Для проектирования нового подвода принята гидромеханическая схема, основанная на суперпозиции двух потенциальных осесимметричных течений: меридианное расходное течение и циркуляционное, индуцированное вихревой нитью, совпадающей с осью выходного сечения. Спиральная поверхность камеры проектировалась с использованием конформной диаграммы как поверхность «неработающей» лопасти с углом охвата $\Theta = 360^\circ$, расположенной между двумя осесимметричными коническими поверхностями, переходящими плавно одна – во втулочную, другая – в периферийную поверхности выходного криволинейного осесимметричного конфузора. Внешний вид такого подвода показан на рис. 1.4.

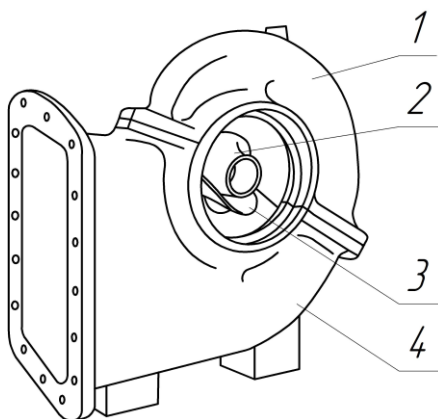


Рисунок 1.4 – Внешний вид подвода нового типа

- 1 – корпус;*
- 2 – язык;*
- 3 – втулка;*
- 4 – крышка*

Сравнение характеристических совокупностей критериальных параметров рассматриваемого подвода с существующими типами подводов показало, что они не совпадают. Характеристическая совокупность критериальных параметров вышеупомянутого подвода занимает промежуточное место между характеристической совокупностью спиральных подводов гидротурбинного, типа с углами охвата, близкими до 360° , и характеристической совокупностью полуспиральных подводов насосов. Это было подтверждено и в результате проведения экспериментальных исследований. При этом неравномерность потока на выходе из испытанного подвода нового типа в 4 раза меньше, чем на выходе из подвода полуспирального типа.

Таким образом, был получен боковой подвод с малой неравномерностью потока на выходе для насосов высокой быстроходности. Но, к сожалению, конструкция подвода оказалась столь не технологичной, что не нашла применения в насосостроении.

1.5 Обоснование выбора метода численного исследования.

Процессы, происходящие при течении рабочей среды в проточной части являются настолько сложными, что точное математическое их описание с учетом всех свойств рабочей среды является очень сложной задачей. Цель исследования – получение функциональных зависимостей между величинами, которые характеризуют рабочий процесс, а также получение их количественных значений. Математическая модель рабочего процесса может быть описана с той или иной точностью дифференциальными уравнениями, а также в виде простых математических выражений, содержащих эмпирические коэффициенты.

До недавнего времени единственным надежным методом исследования в механике жидкости являлся физический эксперимент из-за чрезвычайной сложности рабочего процесса, мало изученного влияния одного на другой элементов ПЧ. Общий случай движения жидкости описывается уравнениями На-

вье – Стокса [32, 33], однако их решение было возможно лишь с существенными допущениями и упрощениями.

Метод решения задачи обтекания решеток профилей в слое переменной толщины получил широкое распространение в насосостроении. Были сделаны допущения, что жидкость полагается невязкой, а течение – потенциальным [34]. Данный метод позволяет в двумерной постановке задачи рассчитывать скорости и давления на контурах профилей, лежащих на осесимметричных поверхностях тока.

В турбомашинах в пространственной теории течения одними из простых и приближенных являлись модели типа дискретно распределенных вихрей [28, 35], либо каналные методы расчета [36]. В настоящее время для расчета широко используется так называемый квазитрехмерный подход [36, 37], а также разработано множество различных методов расчета параметров течения, как в радиальной, так и в меридианной плоскостях.

Широкое применение в последнее время в системах автоматизированного проектирования [38] получил метод конечных объемов (МКО) [39]. При использовании этого метода расчетную область разбивают на ряд контрольных объемов, которые не пересекаются, в результате чего каждая узловая точка принадлежит одному контрольному объему. Дифференциальное уравнение интегрируют по каждому контрольному объему. В результате решения системы линейных дифференциальных уравнений получают вектор значений величины в узлах сетки [40]. Одним из важных свойств метода является точное интегральное сохранение таких величин, как количество движения, масса и энергия в любой группе контрольных объемов, а значит и во всей расчетной области.

В гидромеханике широко применяется термин «жидкий объем» [41, 42], под которым понимают малый или конечный объем жидкости, состоящей из одних и тех же непрерывно расположенных по всему объему частиц. Особое внимание следует уделять соответствию условий на границах элементов.

Надо отметить, хотя сегодня уровень вычислительной техники позволил реализовать методы численного исследования течения, разработка методов расчета интегральных характеристик гидромашин является актуальной. Существующие инженерные методики позволяют прогнозировать характеристики гидромашин: Жарковского А.А. [43], Оболонской Е.М. [44], Галеркина Ю.Б. [45]. Однако эти методики зачастую хорошо работают лишь в узких областях, потому что все они получены на основе обобщения экспериментальных данных исследований конкретных гидромашин и содержат эмпирические коэффициенты.

В тоже время сегодня получили широкое распространение в изучении течений жидкости профессиональные ПП, в которых реализованы лучшие из разработанных методов моделирования и расчета течения жидкости и газа в областях произвольной геометрической формы, в том числе и в проточных частях гидромашин [38, 46, 47, 48].

Расчет пространственного вязкого течения при помощи современных программных продуктов широко применяется ведущими зарубежными исследователями для решения задач насосостроения: F. Shi и H. Tsukamoto [49], Shung Kang и Charles Hirsch [50], J.F. Gulich [51], Van den Braembussche [52].

Наряду с иностранными программными продуктами методы расчета пространственного течения реализованы в работах украинских и российских авторов: Косторного С.Д. [53, 54], Жарковского А.А. [36].

Расчет течения рабочей среды состоит в определении функций u_x , u_y , u_z , p , ρ и μ с помощью решения системы уравнений Навье – Стокса и уравнения неразрывности (1.35), описывающих наиболее общий случай движения рабочей среды [38, 46, 47].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1.34)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0, \quad (1.35)$$

где $i, j = 1 \dots 3$ – суммирование по одинаковым индексам;
 x_1, x_2, x_3 – оси координат;
 t – время.

В этой системе уравнений искомыми компонентами являются три составляющие скорости u_1, u_2, u_3 и давление p . Плотность ρ жидкости при скоростях до 0,3 числа Маха полагается величиной постоянной.

Во вращающихся рабочих органах течение рассматриваются в относительной системе координат, при этом член f_i в уравнении (1.34) выражает действие центробежных и кориолисовых сил, т.е. действие массовых сил.

$$\bar{f}_i = -\rho(2\bar{\omega} \times \bar{u} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r})), \quad (1.36)$$

где $\bar{\omega}$ – угловая скорость вращения;
 \bar{r} – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Для получения конкретных решений дифференциальных уравнений необходимо задать начальные и граничные условия [55, 56, 57, 58].

Под начальными условиями понимаем значения искоемых функций в начальный момент времени по всей области течения. А под граничными – заданные значения, которые должны принимать искоемые функции во все моменты времени в точках граничных поверхностей.

Граничные условия зависят от характера границ. На неподвижной непроницаемой стенке скорость жидкости равна нулю ($u=0$), т.к. частицы вязкой жидкости прилипают к стенке [59].

Уравнения Навье-Стокса – это уравнения второго закона Ньютона для вязкой жидкости. При этом не делаются какие-либо предположения о режиме

движения жидкости. Реальным жидкостям присуще свойство вязкости независимо от режима их движения. При переходе от ламинарного течения к турбулентному другие физические свойства не изменяются, можно считать, что обобщенная гипотеза Ньютона, а значит, и уравнения Навье-Стокса справедливы как при ламинарном, так и при турбулентном движении жидкости. Следует отметить, что практически решение вышеуказанных уравнений при турбулентном режиме является задачей очень сложной, поскольку входящие в них мгновенные скорости и давление являются пульсирующими. Поэтому для турбулентного режима определяют усредненные по времени скорости и давления, которые могут, как зависеть (неустановившееся течение), так и не зависеть (установившееся течение) от времени.

Учитывая выше изложенное, для получения уравнений турбулентного течения используют уравнения Навье-Стокса, в которых усредняют по времени все члены.

Таким образом, для усредненного установившегося турбулентного течения (как правило, таким является течение в ПЧ ЦН) вместе с уравнением неразрывности используем уравнения Рейнольдса [60].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u'_i u'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1.37)$$

где u_1, u_2, u_3 – осредненные по времени значения скоростей;

u'_1, u'_2, u'_3 – пульсационные составляющие скоростей.

Для замыкания этих уравнений выберем модель турбулентности [61].

В настоящий момент для расчёта турбулентных течений создано большое количество разнообразных моделей. Они отличаются друг от друга точностью описания течения и сложностью решения.

Основная идея моделей сводится к предположению существования средней скорости потока и среднего отклонения от него: $u = \bar{u} + u'$. После уп-

рошения уравнений Навье–Стокса, в них помимо неизвестных средних скоростей появляются произведения средних отклонений $u_i'u_j'$. Различные модели по-разному их моделируют. В инженерных расчётах в зависимости от необходимой точности применяются различные модели. Практически все они реализованы в современных программах расчёта гидродинамических течений, таких как *CFX*, *FlowVision*, или *OpenFOAM*. Проанализируем с целью выбора некоторые из моделей турбулентности (ниже перечислены модели по возрастанию сложности).

Модель Болдуина Ломакса (*Boldwin-Lomax-Modelle*) – модель нулевого порядка [62], так как используется только алгебраическая зависимость и не используется уравнение переноса турбулентности. Эта модель была разработана специально для решения задач обтекания крылового профиля, простая и эффективная модель. Недостатком этого метода является потеря точности при расчете отрывных течений. Отрыв потока по расчету происходит с запаздыванием и большая зона отрывных течений рассчитывается очень малой. Эта модель разработана для структурированных сеток с ортогональными линиями сетки, поэтому при использовании не структурированных сеток требует структурированных подобластей сеток в районе границы.

Модель Буссинеска (*Boussinesq*). Уравнения Навье – Стокса преобразуются к виду, в котором добавлено влияние турбулентной вязкости [63]. В 1925 г. Л. Прандтль предложил теорию пути смешения, на основе которой характеристики турбулентного переноса удалось связать с распределением осредненной скорости потока. «Комок» жидкости, в соответствии с гипотезой Прандтля, перемещающийся под действием пульсации вдоль оси y сохранит свою индивидуальность (не перемешивается с остальной жидкостью) на расстоянии l , после чего рассеивается. Величина l называется длиной пути смешения.

Модель Спаларта-Альмараса – модель первого порядка, в котором вихревая вязкость определяется из одного дифференциального уравнения для переноса турбулентной кинетической энергии [62]. В модели решается одно дополнительное уравнение переноса коэффициента турбулентной вязкости.

Наибольшее распространение в настоящее время получила предложенная Б. Лоундером двухпараметрическая модель k - ε и ее модификации [55, 64]. Эта модель стабильна, не требует значительных вычислительных ресурсов и наиболее часто используемая модель при решении реальных инженерных задач. Модель использует два дифференциальных уравнения для расчета переноса кинетической энергии k и турбулентной диссипации ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (1.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (1.39)$$

где

$$P_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \text{член, выражающий генерацию энергии } k \quad (1.40)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (1.41)$$

Параметры ε и μ_t определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (1.42)$$

Константы k - ε модели, согласно работе [65]: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

k - ω модель – это второй представитель моделей второго порядка и дает более точные результаты чем k - ε модель для отрывных течений вблизи стенки.

Это достигается тем, что при расчетах диссипации ε используется турбулентная частота ω . Это дает уже для тонкого пограничного слоя более точный результат для отрывного потока. При расчете внутренних течений k - ω модель уступает в точности k - ε модели.

Модель напряжений Рейнольдса используется в тех случаях, когда необходимо рассчитать анизотропную турбулентность, то есть турбулентность, зависящую от направления, или исследовать неравновесные эффекты. В этой модели изотропная вихревая вязкость рассчитывается напрямую из Рейнольдсовых напряжений алгебраически или с использованием моделей переноса. Эта модель дает наиболее точные результаты для сложных течений с вторичными потоками, однако время счета существенно выше чем у моделей вихревой вязкости.

Прямое численное моделирование (DNS, direct numerical simulation). Дополнительных уравнений нет. Решаются нестационарные уравнения Навье–Стокса с очень мелким шагом по времени, на мелкой пространственной сетке. Из-за громадного объема информации, полученной при численном моделировании, ценность представляют средние значения потока, полученные при решении задачи с которыми могут сравниваться другие модели.

Разработана так называемая SST-Modell (Shear-Stress-Transport). Она объединяет в себе лучшие стороны k - ω модели вблизи стенки и хорошие свойства k - ε модели в остальном потоке. Тем самым при расчете потока, в общем, дает хорошие результаты, как при отрыве потока, так и при больших градиентах давления. К тому же эта модель оказалась надежной и не требовательной к вычислительной мощности. SST-Modell – новый промышленный стандарт и дает очень хорошие результаты даже при расчетах таких явлений как отрыв потока при вдувании потока воздуха в погранслою или в процессе турбулентной теплопередачи [64, 66, 67].

В работе [55] дан анализ результатов тестирования расчетов с использованием различных моделей турбулентности. Основным недостатком k - ε модели турбулентности является необходимость использования мелких сеток вблизи

стенок. При использовании SST модели турбулентности получено удовлетворительное согласование результатов для различных величин Y^+ .

В ОАО «ВНИИАЭН» было проведено тестирование численных методов расчета с использованием $k-\varepsilon$, $k-\omega$, RNG и SST моделей турбулентности на примерах течения в элементах проточных частей насосов различных типов: течения в боковых подводах [68, 69], течения в насосах с РК двустороннего входа [69], течения в РК ЦН при выходе в безлопаточный диффузор [70], течения в шнеко-центробежной ступени [71]. Удовлетворительное согласование результатов численного и физического эксперимента получено в диапазоне режимов $0,5 \div 1,2 Q_{\text{ном}}$ при использовании $k-\varepsilon$ модели турбулентности.

На рис. 1.5 приведены сравнительные результаты картины течения на выходе из РК при входе в безлопаточный диффузор, полученные путем зондирования течения на выходе РК и путем численного расчета с применением $k-\varepsilon$ модели турбулентности для расчетного режима [70].

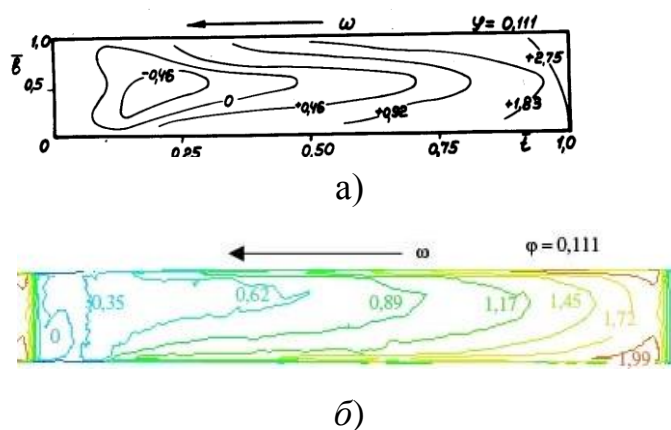


Рисунок 1.5 – Сравнение изолиний безразмерных V_m/\bar{V}_m меридианных составляющих скорости потока на выходе из РК, полученных в результате физического эксперимента (а) и численного исследования (б)

Сравнивались изолинии безразмерных величин меридианной скорости на выходе из РК. По приведенным результатам можно судить о хорошем как качественном, так и количественном совпадении изолиний потока.

Исследование структуры течения на выходе из боковых подводов проводилось во ВНИИАЭН на аэродинамических стендах. В нескольких точках по

окружностям на выходе из подвода проводились измерения параметров потока с помощью шарового зонда. Таким образом, определялись: скорость и ее проекции на осевое, окружное и радиальное направления, полное и статическое давления. По параметрам в точках осреднением по расходу определялись средние по окружности величины составляющих скорости, момента скорости, величины полного и статического давления. В 2005 году был выполнен ряд численных исследований и сравнение результатов с зондированием потока для боковых подводов [68, 69].

На рис. 1.6 и 1.7 приведено сравнение результатов численного и физического исследования структуры потока для расчетного режима на выходе из полуспирального подвода [69].

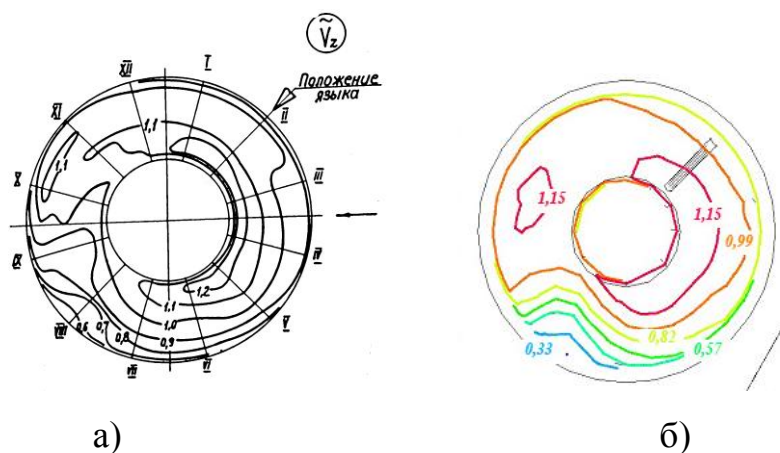


Рисунок 1.6 – Сравнение изолиний расходной составляющей скорости на выходе из полуспирального подвода, полученных по результатам физического эксперимента (а) и численного исследования (б)

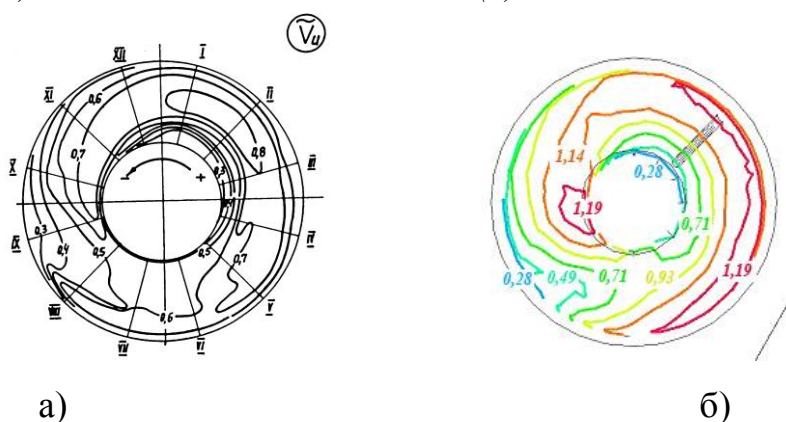


Рисунок 1.7 – Сравнение изолиний окружной составляющей скорости на выходе из полуспирального подвода, полученных по результатам физического эксперимента (а) и численного исследования (б)

Тестирование программных коммерческих продуктов проводилось и научными сотрудниками кафедры прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета [72, 73, 74, 75]. Результаты тестирования и показали удовлетворительное качественное и количественное совпадение расчетных исследований с результатами физического эксперимента. Авторами был сделан вывод о преимуществе пакета CFX над FlowVision.

Приведенные данные показывают, что для режимов, близких к оптимальным, получено удовлетворительное согласование результатов физического эксперимента и численного исследования. Эти результаты позволяют сделать вывод о применимости ПП ANSYS CFX с использованием стандартной $k-\varepsilon$ модели турбулентности для решения задач проектирования в насосостроении.

1.6 Выводы

1. На основании выполненного аналитического обзора информационных источников по теме диссертации и обоснована значимость и актуальность темы.

2. Развитие практики блочно-модульного проектирования ПЧ ЦН позволит улучшить качество и ремонтпригодность выпускаемого отечественного насосного оборудования, при этом повысить уровень унификации, рентабельности производства, а также уровень сервисного обслуживания.

3. Одним из наиболее важных моментов при применении принципа БМП является не только расчет характеристик и параметров отдельных элементов проточной части (ПЧ), но и учет влияния структуры течения, сформированного на выходе из элементов ПЧ на работу друг друга при построении модели рабочего процесса ЦН.

4. Многочисленные исследования ПУ ЦН показали их существенное влияние на технико-экономические показатели и характеристики ЦН в целом. Все попытки минимизировать отрицательное влияние подвода на показатели насоса привели к усложнению геометрии подводов и, как следствие, к ухудше-

нию технологичности их изготовления. Подвод, как правило, выполняется непосредственно в корпусе насоса, и все попытки улучшить подвод ведут к усложнению корпуса насоса, к усложнению его геометрии, усложнению технологии изготовления.

5. Исследована конструкция подвода нового типа. Для насосов высокой быстроходности данный боковой подвод формирует на выход поток с малой неравномерностью – в 4 раза меньше, чем на выходе из подвода полуспирального типа. Но такая конструкция подвода, оказалась не технологичной, со сложными поверхностями двойной кривизны и не нашла свое применение в новых разработках насосного оборудования.

6. Проведенный анализ современных методов исследования показал, что для решения задач проектирования в насосостроении можно с достаточной достоверностью применить программный продукт ANSYS CFX с использованием стандартной k - ε модели турбулентности.

2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ. СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Постановка задачи исследования

По результатам выполненного информационно-аналитического обзора по теме исследования можно следующим образом сформулировать цель данной работы: разработать ПУ с малой неравномерностью потока на выходе, при этом обеспечить минимально возможные габаритные размеры центробежного насоса и технологичность изготовления ПУ, решить задачу выделения подвода в отдельный модуль при блочно-модульном проектировании проточной части ЦН, создать предпосылки для унификации ПУ.

Выделение ПУ ЦН в отдельный модуль ПЧ ЦН предусматривает первоочередное решение нескольких задач.

Поскольку все боковые подводы характеризуются той или иной степенью окружной неравномерности потока на выходе, а неоднородность потока на входе в рабочее колесо ЦН влияет на протекание рабочего процесса и характеристики насоса в целом. Необходимо исследовать какие гидродинамические параметры ПУ, в какой степени и как влияют на структуру потока, создаваемую им. Такие знания, прежде всего, потребуются для правильного формирования технического задания на проектирование ПУ. Поскольку речь идет о развитии блочно-модульного проектирования, и в данном случае о выделении подвода в отдельный модуль, то необходимо спрогнозировать получаемую структуру потока на выходе из ПУ. Это обусловлено рядом поставленных задач при создании оборудования. В каждом случае приоритетными могут выступать любые характеристики насоса: напорная характеристика, кавитационные качества или КПД насоса, а может быть и их совокупность [76, 77]. Поскольку на рабочий процесс ЦН оказывают влияние все элементы ПЧ: структура течения, сформированная на выходе из одного элемента, оказывает влияние на рабочий процесс

последующего, то в зависимости от поставленной общей задачи, будет сформулирована задача на проектирование подвода. Как было установлено, подвод влияет на характеристики насоса, как через собственные потери, так и оказывая действие на эффективность работы РК посредством созданной им структуры потока [78]. Поэтому первоочередная задача - проанализировать взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров подводов ЦН, произвести оценку влияния параметров подвода на параметры центробежного насоса в целом.

Учет влияния неравномерности потока, формируемого боковым подводом на входе в РК ЦН, зависит от назначения, конструктивного типа насоса, энергонагруженности ротора. Если нет специальных требований по кавитационным или шумовым характеристикам, то в насосах малой быстроходности и малой мощности, можно применять известные типы боковых подводов. С возрастанием n_s усиливается влияние неравномерности потока на входе в РК на все характеристики насоса. Сегодня к насосному оборудованию повышаются требования не только по повышению энергоэффективности, но и обеспечение высоких $C_{кр}$, малых уровней шума и вибрации.

Поскольку в настоящее время, очень высока потребность в создании мощных высокооборотных энергетических насосов, то важной задачей при проектировании современного оборудования, соответствующего последним требованиям по уровню качества и надежности, стоит разработка бокового подвода, формирующего малую неравномерность потока на выходе [79]. При этом не снимается вопрос минимизации массогабаритных характеристик.

Для насосов высокой быстроходности был создан боковой подвод с малой неравномерностью потока на выходе. Но конструкция этого подвода оказалась столь не технологичной, что не нашла своего применения в практике насосостроения.

Перед нами стоит вторая задача – разработать технологичную конструкцию подвода, формирующего на выходе поток с малой неравномерностью рас-

пределения поля скоростей и обеспечивающую возможность проведения унификации подводных устройств ЦН.

Выбор средств и методов проведения исследований при изучении рабочего процесса является сложной и многогранной задачей. Сложные геометрические формы проточной части ЦН, турбулентный характер течения не позволяют с достаточной точностью применить аналитический метод исследования. Достоверно можно измерять интегральные и усредненные параметры в контрольных сечениях методами физического эксперимента, но при этом измерение локальных и мгновенных параметров достаточно затруднено. Это можно объяснить влиянием на поток самих датчиков, которые с одной стороны являются для потока инородными телами, а с другой стороны образуют вихревые следы при их обтекании потоком. Да и установка самих зондов ограничено по месту их расположения в связи с недоступностью их установления в некоторых местах. Все это определяет необходимость использования численного исследования [80, 81, 82, 83]. Анализ существующих способов описания течения в турбомашинах, показал наличие готовых, достаточно хорошо апробированных программных продуктов для проведения численного исследования. Следовательно, третья задача – проведение численного исследования течения на участке выход из подвода – вход в РК с целью определения влияния гидродинамических параметров потока на характеристики насоса.

Важно отметить, что исследование в данном направлении должны вестись с максимальным использованием численных исследований вместо физических экспериментов [84]. Это позволит достаточно качественно решить рассматриваемую задачу с минимальными временными и финансовыми затратами.

Подтверждением любых аналитических и расчетных исследований, высказанных гипотез, выбранной методики исследования является физический эксперимент. Получение экспериментальных характеристик насоса и сравнение их с характеристиками, полученными в ходе численного исследования, и поможет определить степень достоверности результатов расчета и обоснованность применения предложенной математической модели ПУ. Положительный

результат такого исследования откроет путь для применения численного исследования рабочего процесса отдельных элементов проточной части центробежных насосов, тем самым, развивая и утверждая принцип блочно-модульного проектирования ЦН. Итак, четвертая наша задача – проведение физического эксперимента для получения энергетической характеристики и определения влияния на нее момента скорости потока, формируемого ПУ.

К насосам можно применить модель идеальной жидкости. В этом случае задача расчета подвода сводится к определению его геометрии, которая обеспечит формирование требуемой структуры потока в его выходном сечении при известной структуре потока во входном сечении. Такая постановка вопроса требует решения пространственной задачи.

Математическое моделирование пространственных течений идеальной несжимаемой жидкости в прикладной гидроаэромеханике является отработанной задачей. Вместе с тем, для ее непосредственного решения необходимо правильно сформулировать граничные условия и определить наиболее целесообразные алгоритмы использования результатов ее решения. Если рассматривать возможность отказа от гипотезы о потенциальности течения во всей расчетной области, то формулирование граничных условий является специфической и достаточно сложной задачей. На твердых стенках – это типичные условия не протекания поверхности. Граничные условия во входном сечении подвода необходимо задавать из условия подведения к подводу рабочей жидкости и с учетом реального распределения скоростей. До сих пор при расчетах принималось допущение об отсутствии радиальной неравномерности составных абсолютной скорости. Это приводит к значительным погрешностям расчета. Более правомерным является задание функции распределения $V_m(r)$ в виде известного логарифмического профиля скоростей. Ставится задача расчета в подводе пространственного вихревого течения идеальной жидкости.

Существующее выражение для динамического напора в выходном сечении подвода получено на базе уравнения Бернулли и в предположении отсутствия радиальных составляющих абсолютной скорости. Перед нами стоит задача

уточнить данное выражение с учетом действия не только радиальных составляющих абсолютной скорости потока, но и радиальной неравномерности радиальной скорости потока. Т.о. пятая задача – уточнить критериальное уравнение и параметры, характеризующие работу подвода в составе ЦН.

И, наконец, шестая задача – разработать методику проектирования и практические рекомендации по применению комбинированных подводов в центробежных насосах. Эту задачу необходимо разделить на две части. Проектирование базового кольцевого подвода и проектирование профилированного лопаточного аппарата, который должен играть основную роль в создании наперед заданной требуемой структуры потока.

2.2 Выбор объекта, методов и средств проведения исследования

В качестве объекта исследования рассматривается рабочий процесс в подводящем устройстве центробежного горизонтального одноступенчатого насоса ДНм 2500-230 с рабочим колесом двустороннего входа, производства АО «Сумский завод «Насосэнергомаш». Поскольку исследование проводилось для насоса типа Д, то было сделано предположение, что поток в проточной части исследуемого насоса является симметричным относительно поперечной оси. Поэтому расчетная область состояла из половинки бокового подвода, половинки рабочего колеса, лопатного направляющего аппарата и половинки спирального отвода. На рис. 2.1 представлен общий вид исследуемой ПЧ насоса.

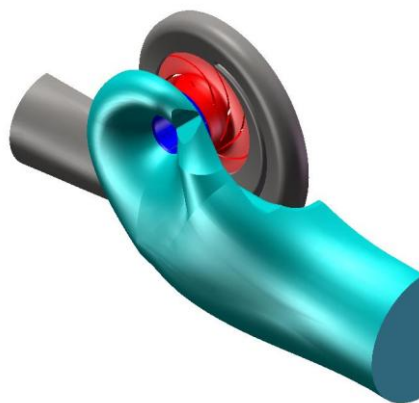


Рисунок 2.1 – Общий вид исследуемой проточной части насоса

В результате проведенного анализа существующих на сегодняшний день методов исследования ПУ выбраны такие методы исследования как аналитический метод, численное исследование и физический эксперимент.

Аналитический метод позволит выделить гидродинамические параметры подводов, оказывающие наиболее весомое влияние на изменение характеристик насоса в целом. С помощью численного исследования сможем определить характер структуры потока, формируемую ПУ, а также влияние на эту структуру геометрических и гидродинамических параметров подвода. Для проверки адекватности и обоснования полученных результатов с использованием первых двух методов проводится физический эксперимент, с получением интегральных характеристик исследуемого насоса, экспериментальное подтверждение методики проектирования комбинированных подводов.

Исследование рабочего процесса подводящего устройства ЦН вопрос многогранный и носит общий характер. Для решения поставленных задач требуется некоторая конкретизация нашего исследования. Предложенная новая конструкция подвода – комбинированный подвод, как говорилось выше, состоит из кольцевой камеры и профилированного лопаточного аппарата.

Проектирование такого подвода можно разделить на две составляющих: во-первых, проектирование собственно кольцевого подвода, во-вторых, расчет и проектирование профилированного лопаточного аппарата. Проектированию кольцевого подвода посвящено много работ, проведенных во ВНИИАЭН [22, 31, 85]. Существуют методики и рекомендации по решению данного вопроса, хорошо зарекомендованные и проверенные практикой [86]. В рамках данной работы разработана методика по расчету и проектированию лопаточного направляющего аппарата КП, а также изучены особенности структуры потока, сформированной комбинированным подводом. Изменяя геометрические параметры ЛНА, изменяли момент скорости потока на входе в рабочее колесо. Нашему вниманию подлежала структура потока, равномерность поля скоростей, полученная в результате таких изменений и ее влияние на характеристики насоса. Проведенный анализ показал, что все до сих пор полученные знания и

данные по этому вопросу являются эмпирическими. Это объясняется сложностью и нестационарностью процессов, происходящих на участке «выход из подвода» – «вход в рабочее колесо», сложностью, а порой не возможностью аналитически описать происходящие процессы. Поэтому при изучении структуры потока в подводящем устройстве, на выходе из него следует отдать предпочтение методу численного исследования, который позволяет получить наиболее детальную информацию о структуре потока в ПЧ ЦН с минимальными временными и материальными затратами по сравнению с другими методами исследования.

2.3 Выводы

1. По результатам выполненного информационно-аналитического обзора для достижения намеченной цели сформулированы основные задачи данной работы, которые заключаются в следующем: проанализировать взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров подводов ЦН, произвести оценку влияния параметров подвода на параметры центробежного насоса в целом; разработать технологичную конструкцию подвода, формирующего на выходе поток с малой неравномерностью распределения поля скоростей и обеспечивающего возможность проведения унификации подводящих устройств ЦН; проведение численного исследования течения на участке «выход из подвода – вход в РК» с целью определения влияния гидродинамических параметров потока на входе в рабочее колесо на характеристики насоса; проведение физического эксперимента для проверки выбранной методики исследования, получения энергетической характеристики и определения влияния на нее момента скорости потока, формируемого ПУ; уточнить критериальное уравнение с учетом трехмерности потока; разработать методику проектирования комбинированного подвода (КП) с учетом его гидродинамических параметров.

2. В качестве объекта исследования выбран рабочий процесс в подводящем устройстве центробежного горизонтального одноступенчатого насоса с

рабочим колесом двустороннего входа. В связи с тем, что сделано предположение о симметричности потока в проточной части исследуемого насоса относительно поперечной оси, расчетная область состоит из половинки бокового подвода, половинки рабочего колеса, лопаточного направляющего аппарата и половинки спирального отвода.

3. В качестве методов проведения исследования выбраны аналитический метод, численное исследование и физический эксперимент. Аналитический метод позволит определить геометрические и гидродинамические параметры ПУ, влияющие на характеристики насоса в целом. В ходе численного исследования имеется возможность изучить структуру потока на выходе из подвода, определить влияние на нее параметров подвода, причем с минимальными затратами как временными, так и финансовыми по сравнению с другими методами. И, наконец, физический эксперимент позволит определить степень достоверности результатов исследования.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРО- БЕЖНОГО НАСОСА НА УЧАСТКЕ «ВЫХОД ИЗ ПОДВОДА – ВХОД В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО»

3.1 Комбинированный подвод

Разработана конструкция комбинированного подвода, на которую получен декларативный патент Украины на полезную модель [15]. Подвод состоит из кольцевой камеры и лопаточного направляющего аппарата (ЛНА). Схема и вид КП представлена на рис. 3.1 и 3.2.

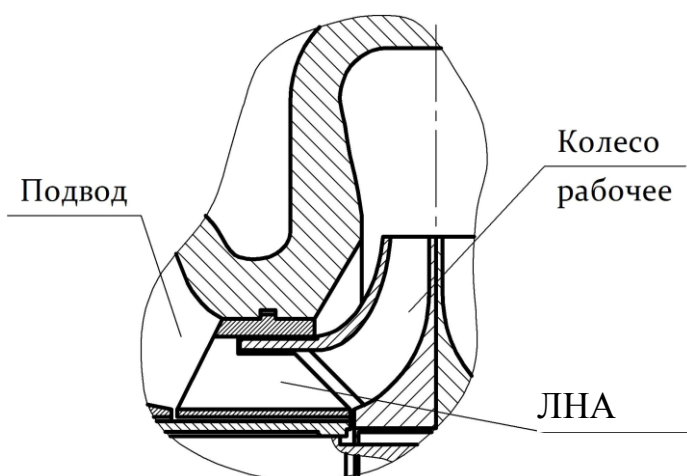


Рисунок 3.1 – Схема КП



Рисунок 3.2 – Вид КП

Такая конструкция подвода является технологичной и позволяет обеспечить наперед заданную структуру потока на входе в РК. При этом возможна унификация базовой (корпусной) детали подвода. Потребуется разработка только ЛНА, который будет создавать требуемый момент скорости на входе в данное РК. Такой подход к проектированию ПУ позволит достичь не только высокого уровня их унификации, но и развить практику БМП ПЧ ЦН.

3.2 Влияние геометрических размеров полуспирального подвода на формируемую им структуру потока на входе в рабочее колесо

Наряду с экономичностью, конструкция подвода определяет и массогабаритные характеристики насоса [20, 29, 87, 88]. При проектировании нового насосного оборудования зачастую применяется метод моделирования по подобию. Однако, исходя из конструктивных и технологических требований иногда приходится вносить отклонения в конструкцию подвода. Это может приводить к тому, что гидравлические качества модельного подвода в натурном насосе изменяются и, соответственно, требуется их прогнозирование.

Было проведено численное исследование течения в проточной части полуспиральных подводов ряда насосов с рабочим колесом двустороннего входа. Необходимо отметить, что для всех вариантов ПСП (рис. 3.3) ЧИ проводился для расчетного режима, который практически совпадает с оптимальным.

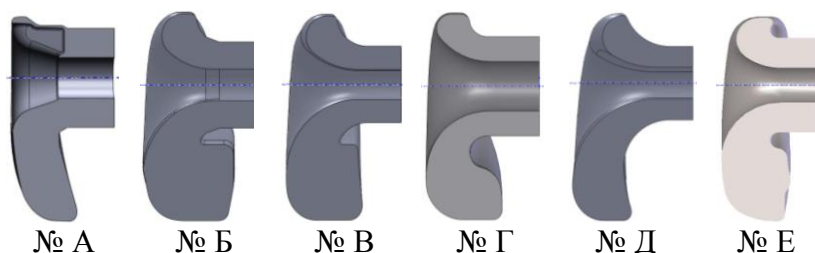


Рисунок 3.3 – Конфигурации исследованных подводов

Основные геометрические соотношения исследуемых вариантов подводов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные геометрические соотношения исследованных подводов

Подвод	$D_{\text{экв}}$	DN	$L_{\text{ос}}/D_{\text{экв}}$	K_p	$(\mu_\tau)_{\text{расч}}$
№ А	0,2671	0,400	1,168	3,74	0,180
№ Б	0,4970	0,800	1,501	5,54	0,121
№ В	0,3635	0,700	1,623	4,74	0,132
№ Г	0,1905	0,250	1,312	2,25	0,306
№ Д	0,3861	0,800	1,787	3,85	0,136
№ Е	0,1675	0,250	1,105	3,63	0,198

Численное моделирование проводилось с использованием программного продукта ANSYS CFX 11.0 путем решения осредненных уравнений Рейнольдса в нестационарной постановке с использованием стандартной $k-\varepsilon$ модели турбулентности [89, 90]. Рабочая среда полагалась вязкой и несжимаемой.

В качестве граничных условий задавалось:

- на входе в расчетную область (РО) - массовый расход;
- на выходе из РО - статическое давление;
- на твердых стенках - условие равенства скорости нулю.

В результате численного исследования течения были получены величины скоростей и давлений в каждой ячейке расчетной сетки.

На рис. 3.4 приведены изолинии скорости для всех вариантов исследованных подводов.

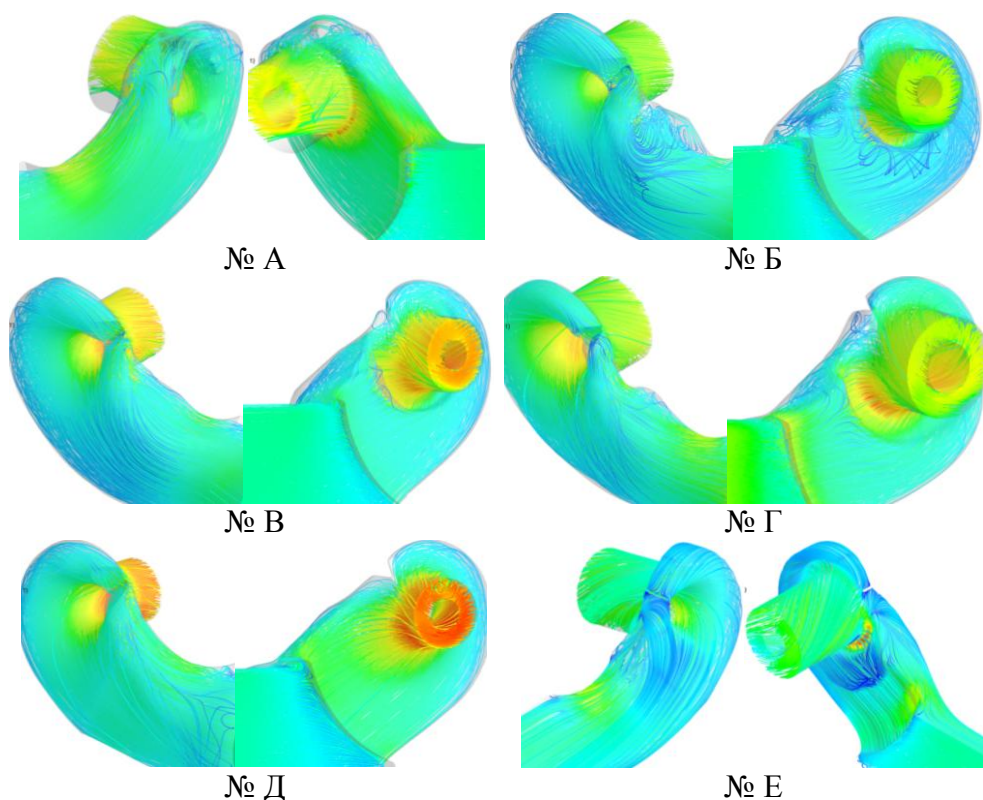


Рисунок 3.4 – Изолинии скорости в проточной части исследуемых ПСП

Анализируя качественную структуру течения в боковом подводе, можно отметить, что на качество потока на выходе ПСП существенное влияние оказывают геометрическая форма и размеры самого подвода.

Необоснованно увеличенные пазухи, примыкающие к стенке отвода, приводят к образованию застойных вихревых зон, как это видно для подвода № Б. Слишком малый радиус скругления вблизи покрывающего диска РК приводит к существенной неравномерности потока на входе в РК, как это видно для подводов № А и № Е.

На рис. 3.5 и 3.6 приведены соответственно контуры распределения расходной составляющей абсолютной скорости и момента скорости в выходном сечении исследуемых подводов.

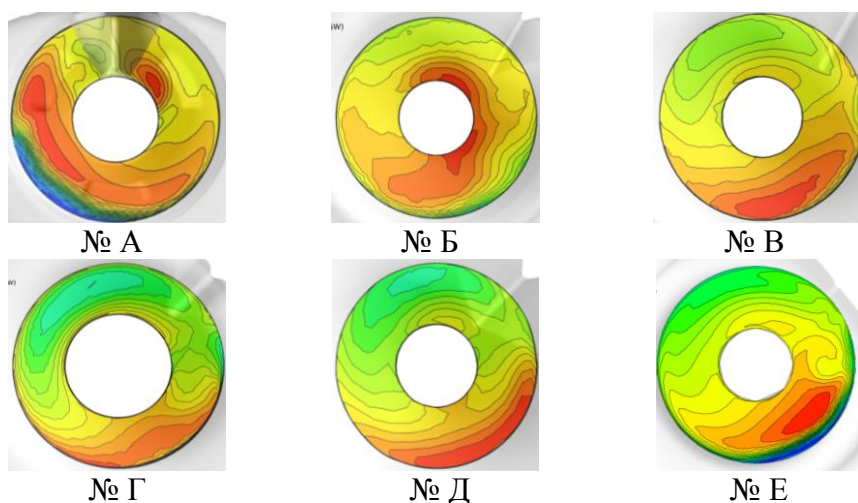


Рисунок 3.5 – Изоконтурные распределения величин расходной составляющей скорости на выходе из ПСП

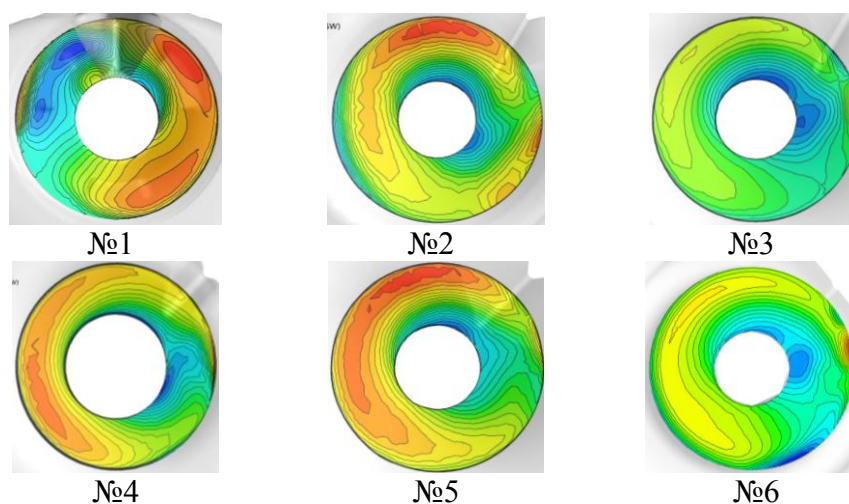


Рисунок 3.6 – Изоконтурные распределения величин моментов скорости на выходе из ПСП

Анализ показывает, что распределение составляющих скоростей для всех вариантов подводов достаточно сильно различается. Так для подвода № А характерно наличие большой застойной зоны в диаметрально противоположном направлении от языка подвода. Для подвода № Б зоны пониженных величин расходных составляющих скоростей наблюдаются по обе стороны от языка, тогда как для подводов № В, Г и Д зона пониженных скоростей расположена от языка в направлении противоположном направлению вращения РК.

Распределения момента скорости на выходе из ПСП для всех вариантов ПСП имеют зону повышенных величин моментов скорости, которая расположена в направлении противоположном установленному языку вблизи втулки РК. Зона пониженных величин моментов скорости расположена сразу за языком по направлению вращения РК также вблизи втулки для всех вариантов рассмотренных ПСП, кроме № Д. У ПСП № Д эта зона расположена вблизи языка, у втулки, но в стороне, противоположной направлению вращения РК.

На рис. 3.7 и 3.8 приведены сравнительные эпюры распределения осредненных по окружности величин расходной составляющей скорости и момента скорости соответственно. Причем для лучшего сравнения эти величины приведены отнесенными к средним величинам соответственно расходной составляющей скорости и момента скорости в рассматриваемом сечении на выходе из ПСП.

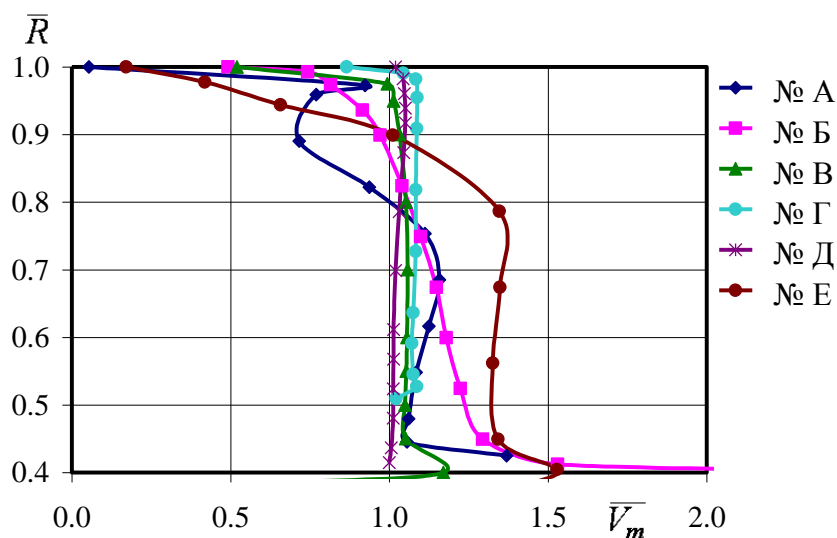


Рисунок 3.7 - Эпюры распределения расходной составляющей скорости на выходе из ПСП для рассматриваемых вариантов ПСП

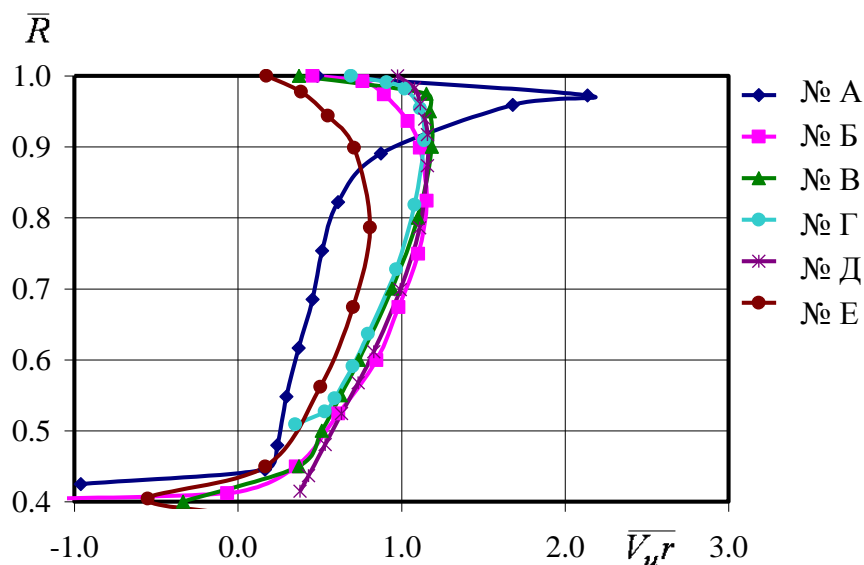


Рисунок 3.8 – Эюры распределения величин моментов скорости на выходе из ПСП

Следует отметить, что наибольшей неравномерностью отличаются эюры распределения \bar{V}_m для ПСП № А, № Б и № Е. Для остальных вариантов ПСП распределение расходной составляющей скорости по радиусу является практически равномерным.

Анализ распределения момента скорости на выходе из ПСП показал, что для всех вариантов ПСП, кроме ПСП № А характер распределения момента скорости является одинаковым: величина момента скорости увеличивается от втулки к периферии. Для ПСП № А также наблюдается тенденция увеличения величины момента скорости от втулки к периферии, однако необходимо отметить резкое увеличение $\bar{V}_u r$ вблизи покрывающего диска, что происходит, возможно, в связи с оригинальной конфигурацией спирального участка ПСП, либо в связи с вертикальным положением языка.

Интегральные характеристики определялись по формулам (1.8), (1.12), (1.14), (1.15).

Результаты определения гидродинамических параметров, характеризующих подвод, для исследуемых вариантов ПСП сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Интегральные характеристики исследуемых вариантов ПСП

Подвод	Потери в подводе (\bar{h}) , м	К-т потерь в подводе (ζ_0)	К-т неравномерности поля скорости (χ)	К-т момента скорости на выходе из подвода (m)
№ А	0,261	0,192	1,079	0,177
№ Б	0,210	0,193	1,015	0,250
№ В	0,135	0,094	1,008	0,229
№ Г	0,121	0,226	1,029	0,460
№ Д	0,147	0,068	1,013	0,286
№ Е	0,047	0,108	0,986	0,445

Из приведенных результатов можно сделать вывод, что геометрические и гидродинамические параметры ПСП тесно взаимосвязаны. Проведенный анализ показал, что подводы № Г и № Д имеют лучшие гидравлические качества, но при этом, подвод № Д имеет большой осевой габарит.

3.3 Численное исследование потока проточной части центробежного насоса на участке «выход из подвода – вход в рабочее колесо»

Расчет течения проводился в стационарной и нестационарной постановке. В качестве рабочей среды принималась вода при нормальных условиях, которая полагалась несжимаемой, режим течения – турбулентный.

При проведении численного исследования были приняты следующие ограничения и допущения:

- поток в проточной части исследуемого насоса является симметричным относительно поперечной оси;
- влияние утечек в щелевых уплотнениях РК на течение в ПЧ отсутствует.

Для проведения численного исследования с помощью программного продукта SolidWorks 2007 были созданы трехмерные жидкотельные модели ПЧ исследуемого насоса (рис. 3.9).

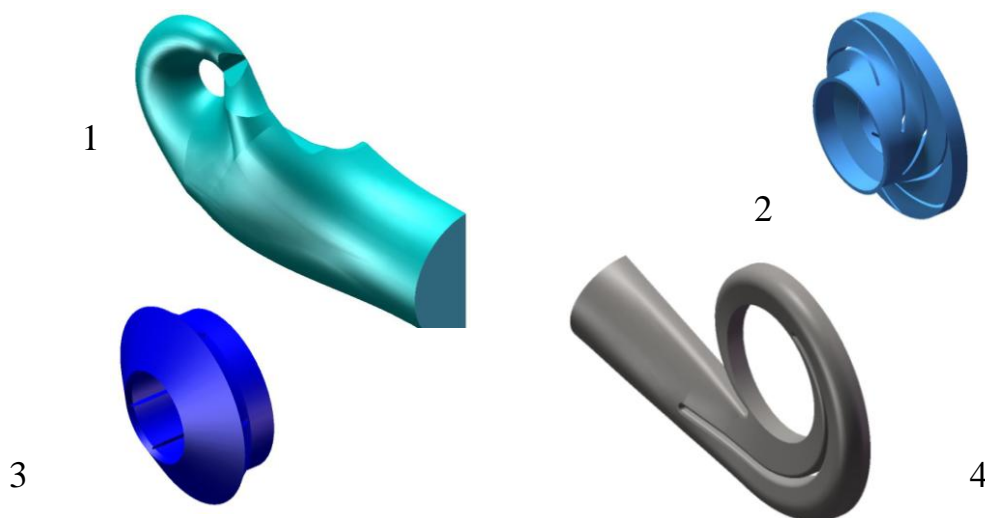


Рисунок 3.9 – Трехмерные жидкотельные модели элементов расчетной области

- 1 – половина полуспирального или кольцевого подвода;*
- 2 – половина рабочего колеса двустороннего входа;*
- 3 – лопаточный направляющий аппарат;*
- 3 – половина спирального отвода.*

Методика построения жидкотельной модели подвода позволяла с минимальными временными затратами изменять конфигурацию статорной решетки, устанавливаемой перед РК, оставляя при этом неизменными остальные элементы проточной части.

В связи с принятыми допущениями при ЧИ расчетная область (РО) состояла из одной половины проточной части насоса двухстороннего входа. В нее также не включались вспомогательные тракты – боковые пазухи и щелевые уплотнения.

После создания жидкотельных моделей строились расчетные сетки (РС). Для построения РС использовался ПП ICEM CFD 11.0, который позволяет получать структурированные и неструктурированные РС. Неструктурированные РС строились для областей подвода, решетки, РК и отвода. Примененный ПП позволял принудительно регулировать густоту сетки, сгущая ее в необходимых местах (например, на входных и выходных кромках лопаток) и укрупняя ее там, где не требуется слишком густая сетка. Это позволяет экономить машинные ресурсы и получить достаточную густоту сетки в исследуемой части расчетной области.

Перед проведением исследования была выполнена проверка сеточной независимости отдельно для элементов подвода, РК и отвода. С этой целью были построены сетки с густотой, отличающейся в два раза. Анализ интегральных величин, полученных по результатам ЧИ, для сеток с различной густотой показал, что при количестве ячеек свыше 1 млн. 100 тыс. для подвода, свыше 1 млн. 200 тыс. для лопаточной решетки, свыше 1 млн. 800 тыс. для РК и свыше 1 млн. для спирального отвода, результаты отличаются не более чем на 1%, что свидетельствует о сеточной независимости. Дальнейшее численное исследование проводилось для расчетных сеток, имеющих вышеуказанное число ячеек. Величина переменной Y^+ находилась в пределах от 10 до 100 единиц, что соответствует рекомендациям, приведенным в руководстве пользователя [90].

Вид расчетных сеток, используемых при численном исследовании, для РО области приведены на рис. 3.10.

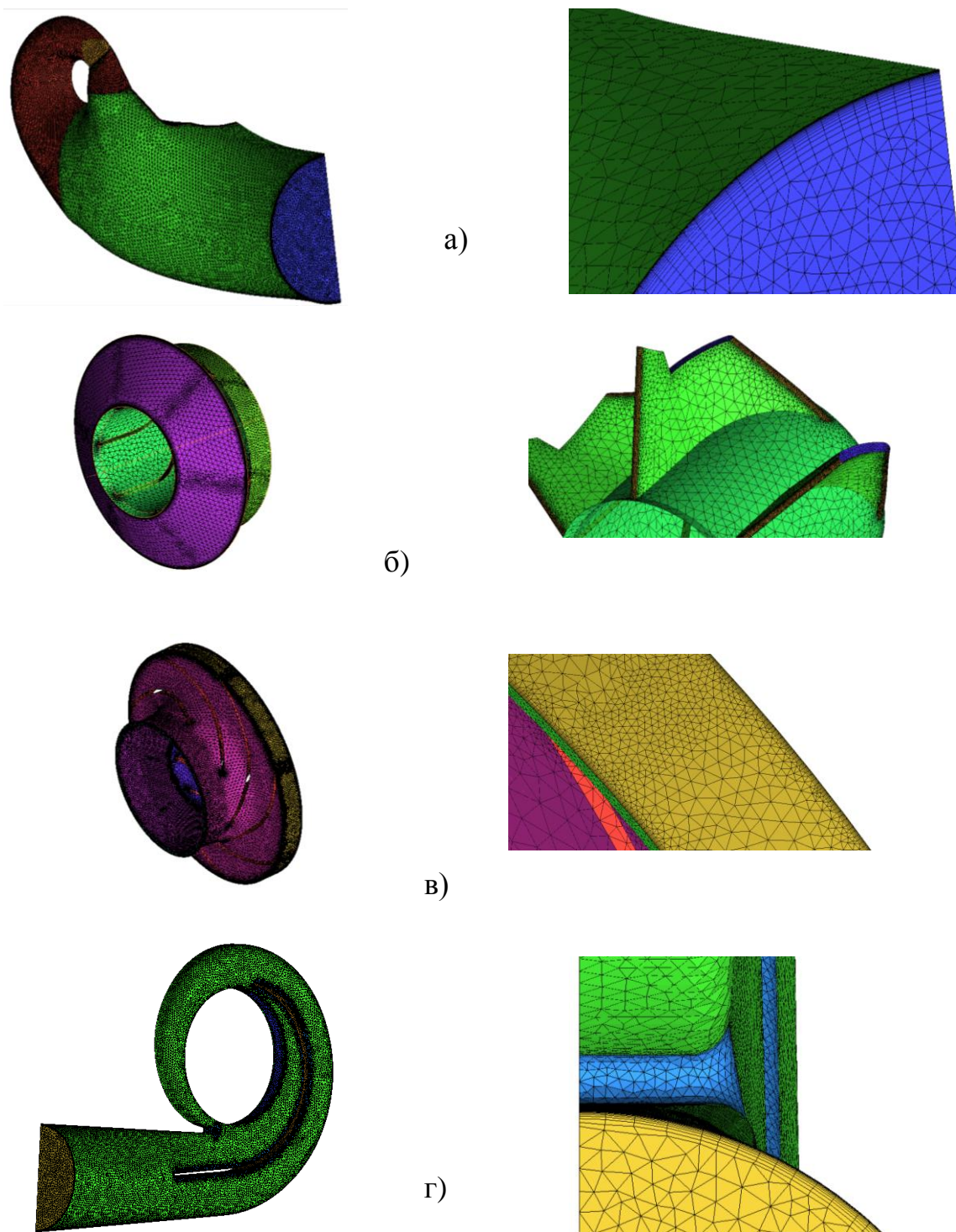


Рисунок 3.10 – Вид расчетных сеток для элементов расчетной области
а) – боковой подвод;
б) – лопаточный направляющий аппарат;
в) – рабочее колесо;
г) – спиральный отвод.

После генерации сеток в Пре-Процессоре создавалась РО (рис. 3.11).

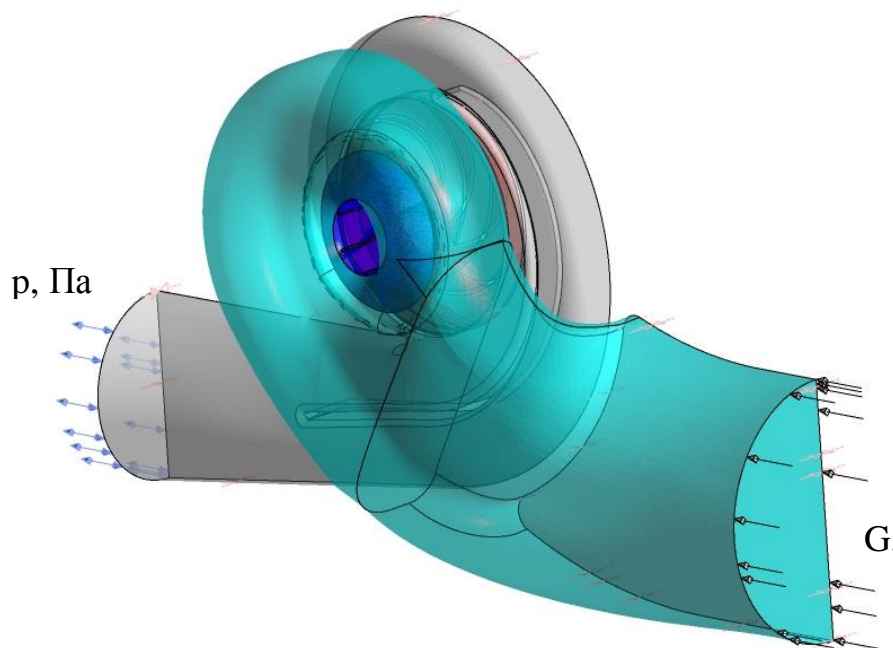


Рисунок 3.11 – РО при выполнении численного исследования

Границей входа в РО выбрана граница входа в боковой подвод насоса. В качестве граничного условия на входе в расчетную область задавался массовый расход (G), определяемый по формуле:

$$G = \rho \cdot Q, \quad (3.1)$$

где ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;
 Q - половина подачи ступени, м³/с;

Расчет проводился для различных подводов на номинальном режиме работы насоса.

Для параметров турбулентности на входе был задан средний уровень интенсивности.

Граница выхода из РО определялась границей выхода из спирального отвода насоса. В качестве граничного условия на выходе из РО задавалось ста-

тическое давление. Так как в дальнейшем все исследования и сравнения проводились для относительных величин, то абсолютная величина давления не имела значения, и была принята равной $P_{\text{вых}} = 10$ МПа. Так как предполагалось наличие обратных течений на выходе из РО, то тип граничного условия был задан как «opening».

Для всех стенок РО было задано условие равенства нулю скорости (условие «прилипания»). Стенки были приняты шероховатыми, среднее арифметическое отклонение профиля (Ra) составляло: для поверхностей стенок подвода и отвода – 12,5 мкм, для поверхностей стенок лопаточной решетки и рабочего колеса – 3,2 мкм. Для поверхностей, соответствующих поперечной оси насоса было задано условие симметричности.

Были определены области интерфейса на границе взаимодействия роторных и статорных элементов. Тип интерфейса был указан как «stage», что предполагало осреднение параметров потока по времени [90].

3.4 Анализ результатов численного исследования

В результате численного расчета были получены осредненные по времени величины скоростей и давлений в каждой ячейке расчетной сетки. Для определения интегральных величин проводилось осреднение по массовому расходу в контрольных сечениях.

По результатам ЧИ были определены интегральные величины, характеризующие поток на входе в РК, формируемый ПУ. Интегральные величины определялись по поверхности, показанной на рис. 3.12.

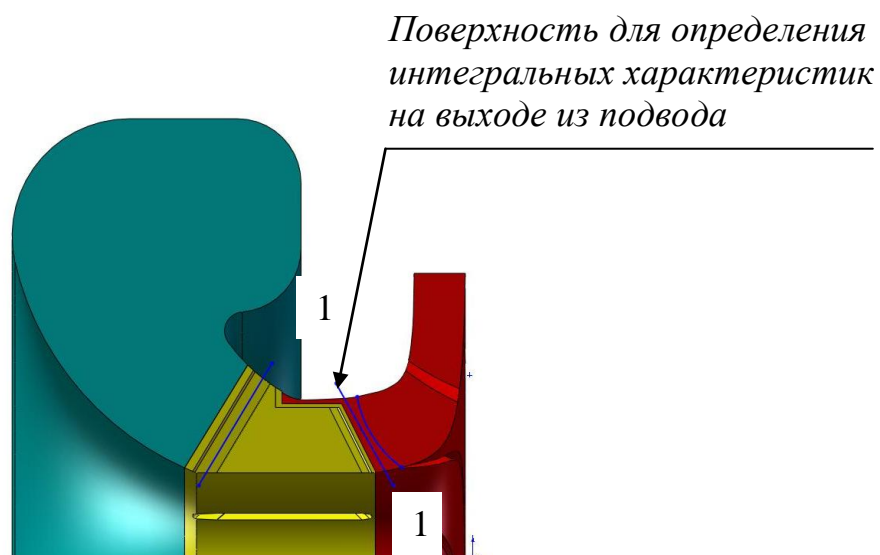


Рисунок 3.12 - Поверхность для определения интегральных характеристик

При проведении ЧИ коэффициент потерь в подводе ζ_0 определяем по формуле (1.8), коэффициент момента скорости потока на входе в РК m – по формуле (1.12), коэффициент неравномерности поля осевой скорости χ – по формуле (1.14).

Основные параметры и интегральные характеристики исследуемых подводов приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Параметры и интегральные характеристики исследуемых вариантов подводов

№ под-вода	Вид подвода	Число лопаток ЛНА	Коэффициент закрутки потока на входе в РК (m) проектный	Направление закрутки потока на входе в РК	Интегральные характеристики, по результатам численного исследования					
					Напор насоса, м	Потери в ЛНА, м	Потери в подводе (суммарные), м	К-т неравномерности потока	К-т закрутки потока	КПД насоса, %
1	2	3	4	5	6	7	8	8	10	11
1.	ПСП	–	0,18	Плюс	247,21	-	0,615	1,341	0,212	87,1
2.	КП (ПСП+ЛНА)	4	0	–	245,76	8,51	8,69	1,291	0,271	87,5
3.	КП (ПСП+ЛНА)	6	0	–	248,79	9,09	9,23	1,317	0,137	87,3
4.	КП (ПСП+ЛНА)	4	0,18	Плюс	240,66	7,83	8,01	1,248	0,434	87,1
5.	КП (ПСП+ЛНА)	4	0,18	Минус	248,28	11,86	12,04	1,275	0,052	85,5
6.	КП (ПСП+ЛНА)	4	0,5	Плюс	240,87	7,85	8,02	1,250	0,426	87,5
7.	КП (ПСП+ЛНА)	4	0,5	Минус	248,56	11,71	11,89	1,277	0,060	85,9
8.	КП (ПСП+ЛНА)	6	0,18	Плюс	240,32	8,10	8,23	1,237	0,463	87,0
9.	КП (ПСП+ЛНА)	6	0,18	Минус	249,46	12,93	13,10	1,280	-0,031	84,2

Продолжение таблицы 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	8	10	11
10.	КП (ПСП+ЛНА)	6	0,5	Плюс	239,54	7,86	8,03	1,237	0,481	87,6
11.	КП (ПСП+ЛНА)	6	0,5	Минус	249,74	12,91	13,09	1,286	-0,043	84,8
12.	КОП	–	0	–	252,27	-	0,612	1,383	0,081	85,7
13.	КП (КОП +ЛНА)	4	0	–	238,58	11,50	12,24	1,298	0,384	86,0
14.	КП (КОП +ЛНА)	6	0	–	248,12	15,57	16,04	1,296	0,272	85,1
15.	КП (КОП+ЛНА)	4	0,18	Плюс	237,81	8,23	8,71	1,238	0,551	86,9
16.	КП (КОП+ЛНА)	4	0,18	Минус	246,41	12,33	12,82	1,278	0,110	85,5
17.	КП (КОП+ЛНА)	4	0,5	Плюс	234,64	7,94	8,57	1,249	0,658	86,7
18.	КП (КОП+ЛНА)	4	0,5	Минус	250,73	13,47	13,88	1,308	-0,064	84,0
19.	КП (КОП+ЛНА)	6	0,5	Плюс	231,84	10,36	11,09	1,260	0,670	86,0
20.	КП (КОП+ЛНА)	6	0,5	Минус	248,11	15,57	16,04	1,296	-0,073	83,1
21.	КП (КОП+ЛНА)	6	0,18	Плюс	240,29	8,12	8,48	1,235	0,462	87,7
22.	КП (КОП+ЛНА)	6	0,18	Минус	250,73	13,47	13,88	1,308	-0,064	84,0

Продолжение таблицы 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	8	10	11
23.	КП (КОП+ЛНА), подрезка 5 мм	6	0,5	Плюс	243,71	8,19	8,36	1,244	0,432	87,0
24.	КП (КОП+ЛНА), подрезка 10 мм	6	0,5	Плюс	248,19	8,16	8,33	1,251	0,397	86,9
25.	КП (КОП+ЛНА), подрезка 15 мм	6	0,5	Плюс	250,72	8,42	8,59	1,263	0,364	86,8

На рис. 3.13 показаны подрезки лопатки ЛНА.

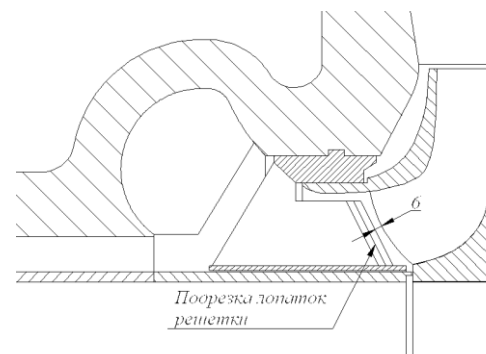


Рисунок 3.13 – Подрезы лопатки ЛНА

В комбинированном подводе с установлением ЛНА происходит изменение структуры потока собственно в самом подводе. На рис. 3.14 показаны линии тока в различных вариантах подвода.

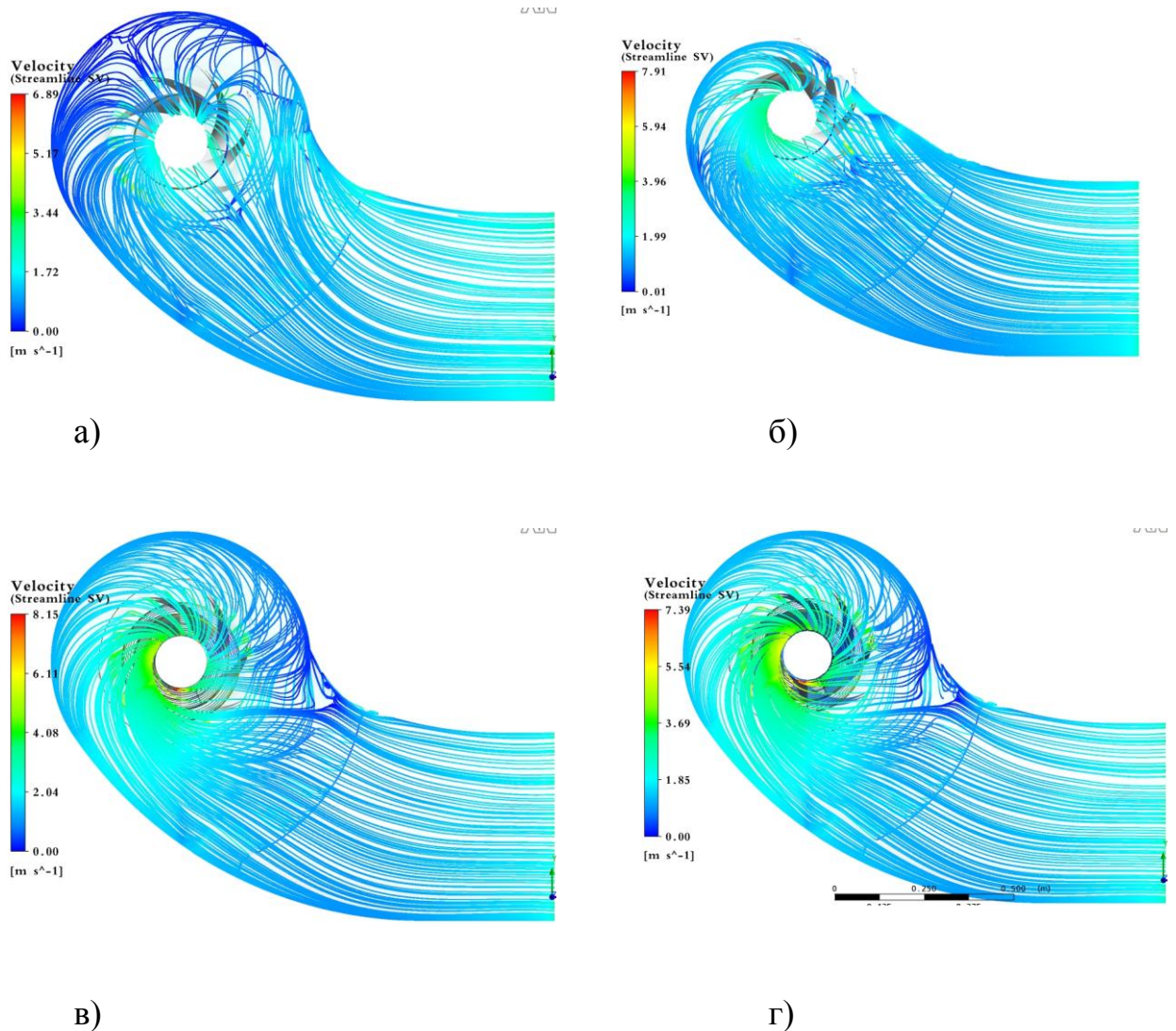


Рисунок 3.14 – Линии тока в подводах

- а) кольцевой подвод;
- б) полустиральный подвод;
- в) комбинированный подвод (КОП+ЛНА отрицательная закрутка);
- г) комбинированный подвод (КОП+ЛНА положительная закрутка)

Сравнение структуры течения в подводах различной конструкции позволяет сделать вывод о том, что в КП установленный ЛНА влияет на структуру течения не только в рабочем колесе, но и способствует улучшению структуры течения в самом подводе. Линии тока в подводах (в) и (г) более

равномерные. Кроме того, обтекание вала насоса в комбинированном подводе происходит с положительной закруткой, что уменьшает потери в самом кольцевом подводе (до ЛНА).

Далее проанализируем структуру потока, формируемую различными подводами на входе в РК, и оценим ее влияние на характеристики насоса в целом. Как говорилось ранее, одним из наиболее весомых показателей структуры потока является момент скорости на входе в РК. Рассмотрим структуру потока, формируемую различными подводами, создающими разный момент скорости, как по величине, так и по направлению (положительный или отрицательный). На рисунках 3.15-3.20 приведены сравнительные эпюры, а также показано распределение окружной и расходной составляющих скорости и момента скорости на входе в РК при различных коэффициентах закрутки потока для КП с ЛНА, имеющими 6 лопаток.

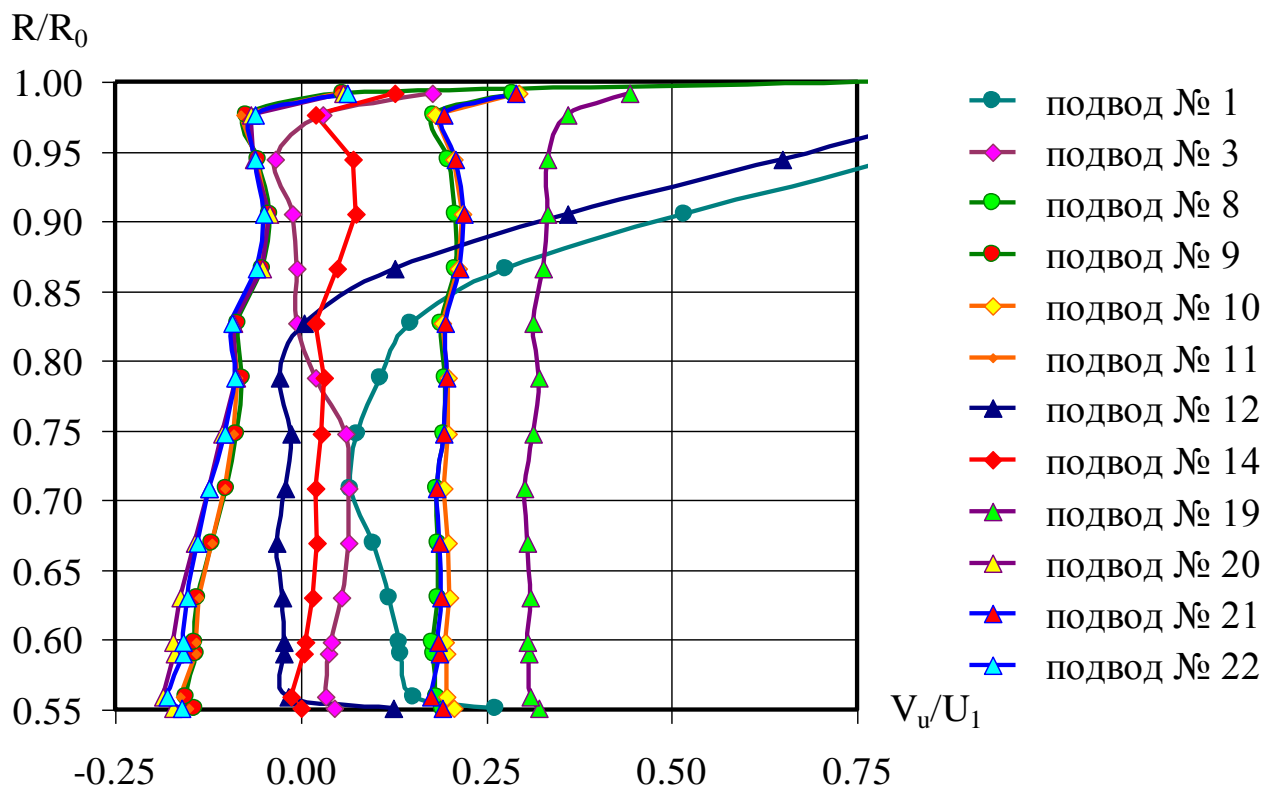


Рисунок 3.15 – Эпюры окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо

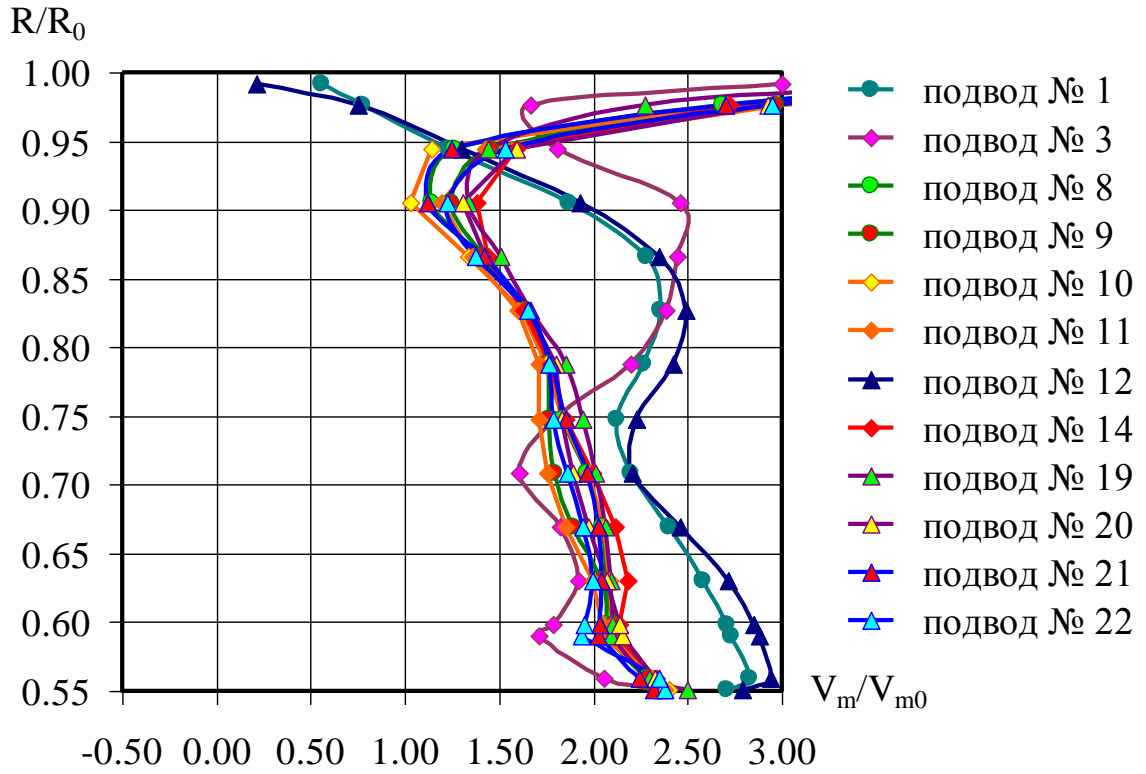


Рисунок 3.16 – Этюры расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо

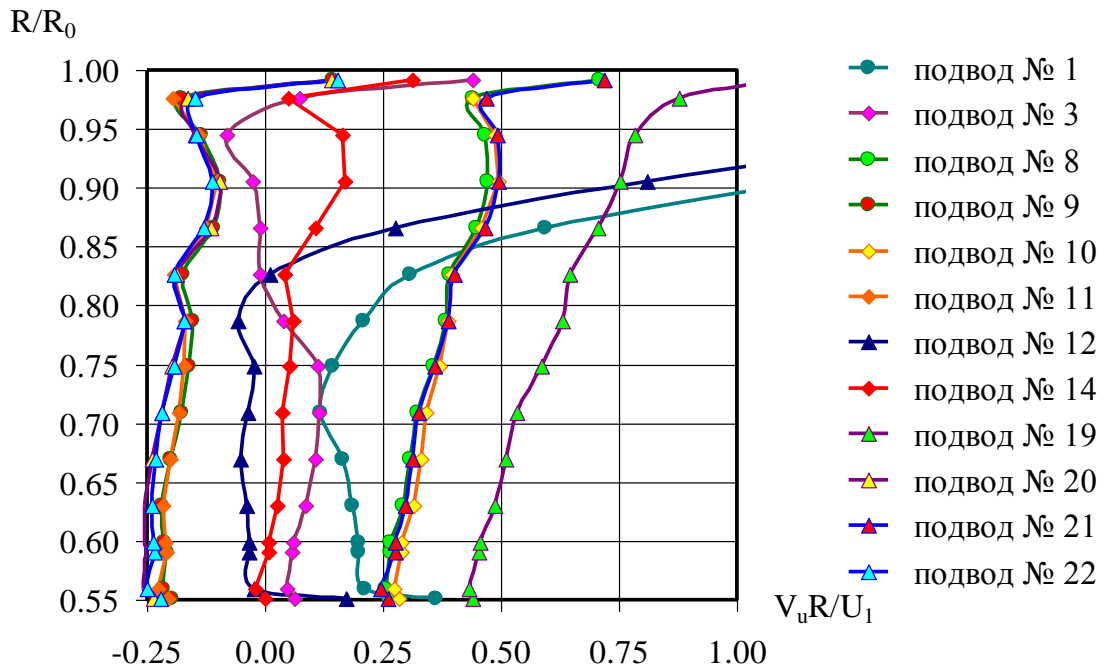
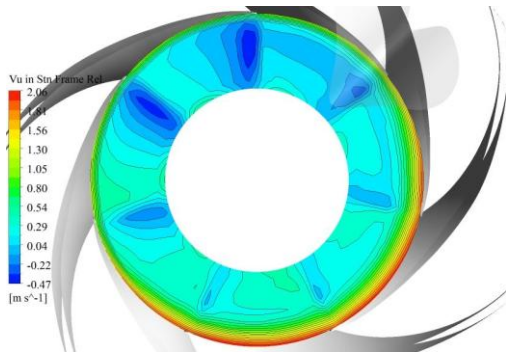
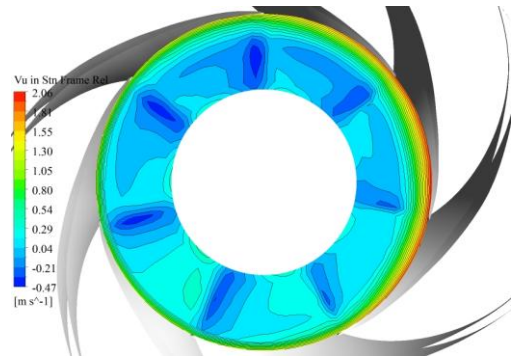


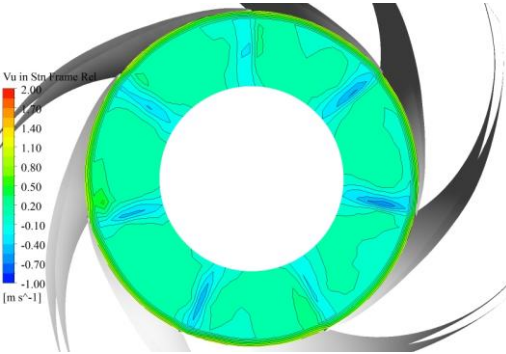
Рисунок 3.17 – Этюры момента скорости на входе в рабочее колесо



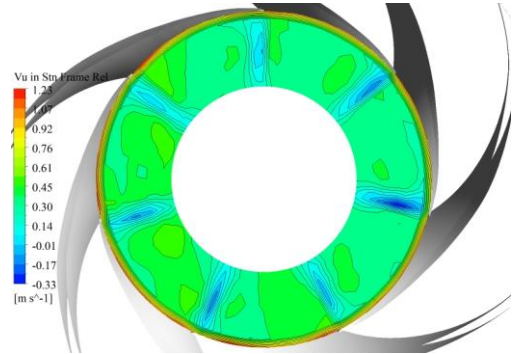
Подвод № 1



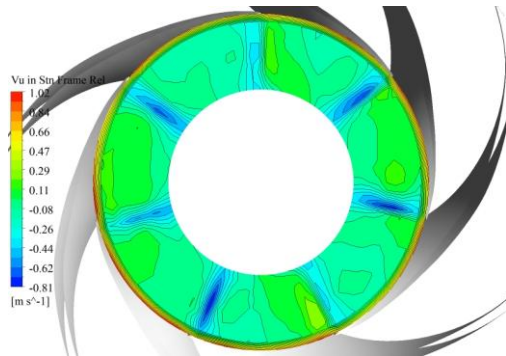
Подвод № 12



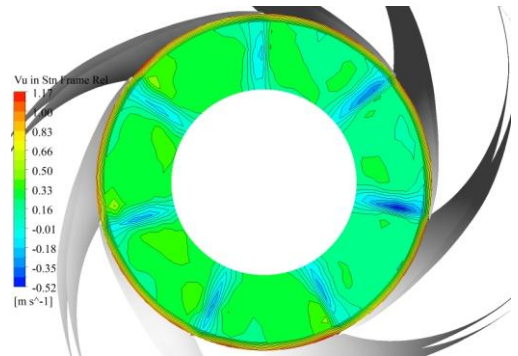
Подвод № 14



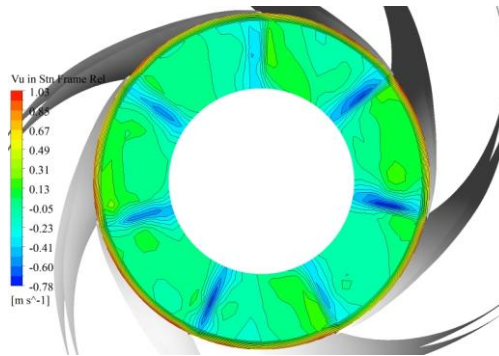
Подвод № 19



Подвод № 20



Подвод № 21



Подвод № 22

Рисунок 3.18 – Распределения окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо

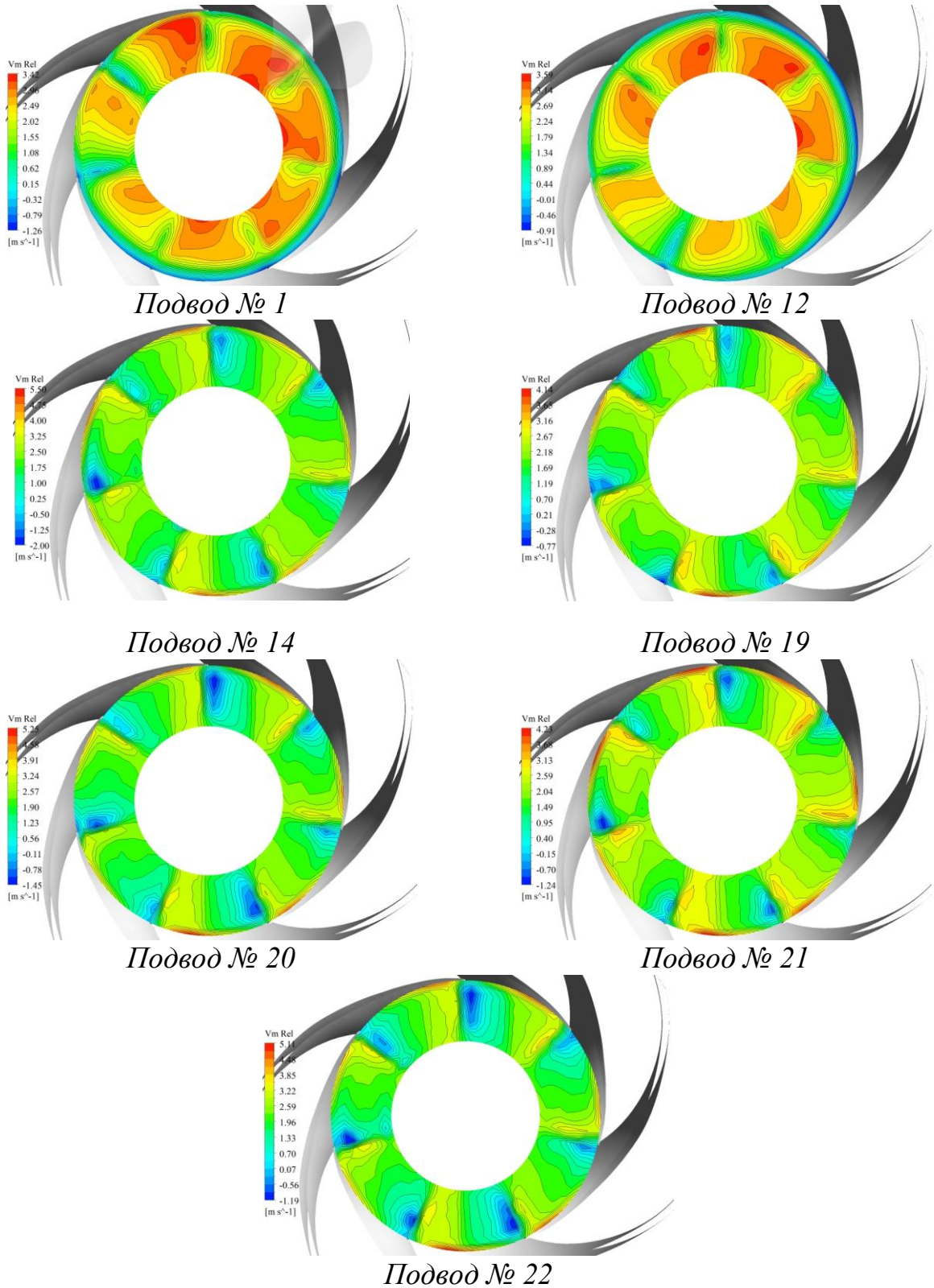


Рисунок 3.19 – Распределения расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо

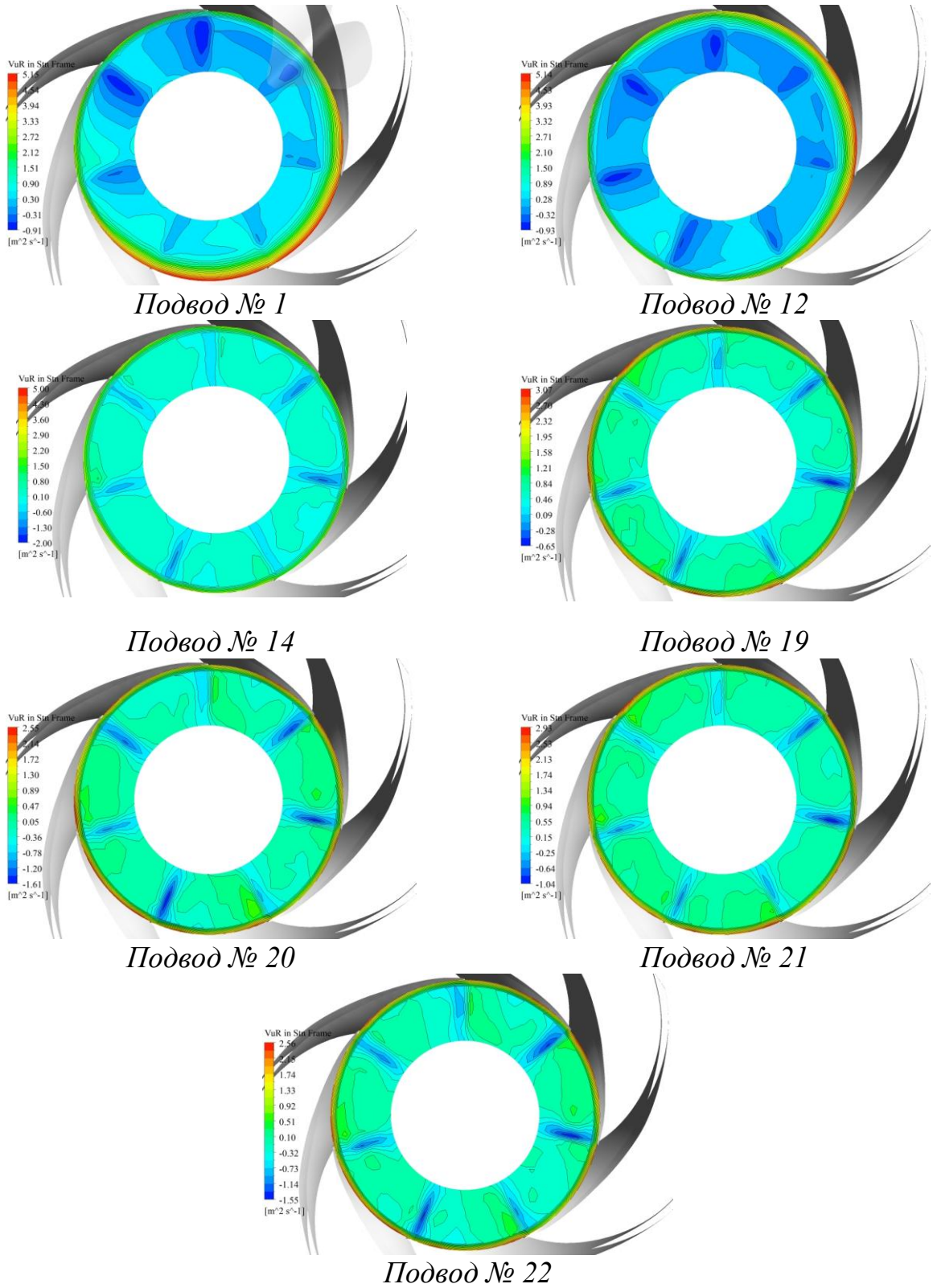


Рисунок 3.20 – Распределения момента скорости на входе в рабочее колесо

Приведенные данные позволяют сделать вывод о том, что КП одно-значно формирует более равномерную структуру потока на входе в РК чем ПСП и КОП. Однако и в этом случае есть свои особенности. Отметим, что на распределение расходной составляющей практически мало оказывает влияние (за исключением подвода № 3) тип подвода (ПСП или КОП), и момент закрутки потока, причем, как по величине, так и по направлению. Все эпюры расходной составляющей скорости близки между собой качественно и незначительно отличаются количественно (рис. 3.17). Распределение же окружной составляющей скорости и момента скорости качественно идентичны, но существенно отличаются количественно для различных КП (рис. 3.16, 3.18). По этим характеристикам КП можно условно разделить на три группы:

- КП, формирующие поток с отрицательной закруткой;
- КП, формирующие поток с положительной закруткой;
- КП с прямыми лопатками ЛНА.

Эпюры окружной составляющей скорости и момента скорости КП, формирующих отрицательную закрутку на входе в рабочее колесо, практически не отличаются качественно и количественно. Однако нужно отметить, что эти подводы оказывают уже значительное влияние на характеристики насоса. В КП этой группы сочетание их элементов имеет большое значение. Установка одного и того же ЛНА в различные подводы (ПСП и КОП) приводит к тому, что при изменении коэффициента закрутки потока в 1,7 раза (подводы №№ 11, 20) потери в подводе № 20 увеличиваются на 22,5%, и хотя напор и неравномерность потока уменьшаются только на 0,7%, КПД насоса при этом уменьшается на 1,7 %, что довольно существенно. В то же время, в подводах №№ 9, 22 установлен тоже один и тот же ЛНА, но спроектированный на создание меньшей закрутки потока. В этом случае при изменении коэффициента закрутки потока почти в 2 раза, хотя потери в подводе № 22 увеличиваются на 3%, а неравномерность потока на 2% – напор увеличивается на 0,5%, при этом КПД насоса практически не изменяется. Важным фактом, который нужно отметить в этой группе подводов, является то, что фактиче-

ский коэффициент момента скорости, создаваемый этими подводами значительно отличается от проектного. Поэтому расчет и проектирование КП с отрицательной закруткой подлежат дальнейшему исследованию, и это выходит за рамки нашей работы.

В своей группе эпюры окружной составляющей скорости и момента скорости КП, формирующих положительную закрутку на входе в рабочее колесо, также практически не отличаются качественно и количественно (за исключением подвода № 19). В этой группе подводов фактически получен коэффициент момента скорости очень близкий к «идеальному» согласно [92].

Для нашего колеса $\bar{d}_{a\dot{\omega}} = \frac{d_{a\dot{\omega}}}{D_0} = 0.56$, следовательно, коэффициент момента

скорости $m=0,46$. При проектировании ЛНА было принято $m=0,5$. В подводах №№ 8 и 21 получен практически одинаковое значение коэффициента закрутки потока (0,463 и 0,462 соответственно), и, как следствие, практически был получен практически одинаковый напор и КПД в номинальной точке. Надо отметить, что в этих подводах установлен один и тот же ЛНА, спроектированный на меньшую закрутку потока при разных подводах (ПСП и КОП). В КП, где установлен ЛНА, спроектированный на большую закрутку, влияние этого фактора сыграло свою роль. В подводе № 10 фактически получен коэффициент момента скорости $m=0,481$, что максимально совпадает с проектным значением (несовпадение составляет всего 4%). В этом подводе минимальные потери и КПД увеличился на 0,6%. В подводе № 19 фактическая величина коэффициента момента скорости составила $m=0,67$. Можно констатировать, что в этом случае, у нас увеличились потери, снизился напор и КПД насоса. Это подтверждает теорию о том, что для каждого втулочного отношения существует предельная величина момента скорости, свыше которой происходит нарушение радиального равновесия потока и появляется обратное течение в привтулочной области [93]. Это явление накладывает ограничение на величину момента скорости, которая должна быть создана подводом для определенного колеса. Т.о оптимальным для исследованного колеса

является КП, создающий положительную закрутку потока с коэффициентом закрутки $m=0,5$.

Проанализируем КП с ЛНА с прямыми лопатками (подводы №№ 3, 14). КП данной группы формируют структуру потока с небольшой положительной закруткой, (0,137 и 0,158 соответственно) и практически равной неравномерностью потока (отличие составляет 0,6%), но КПД в насосе с подводом № 14 в номинальной точке на 0,7% ниже, чем в насосе с подводом № 3. Это объясняет увеличение потерь в ЛНА за счет условий натекания потока на входные кромки лопаток ЛНА. Данное обстоятельство необходимо учесть при корректировке методики проектирования ЛНА.

Были проведены исследования влияния на структуру потока числа лопаток ЛНА. Рассмотрели ЛНА с 4-мя и 6-ю лопатками. На рис. 3.21 и 3.26 приведены сравнительные эпюры и распределение окружной и расходной составляющих скорости и момента скорости на входе в РК при различном количестве лопаток ЛНА.

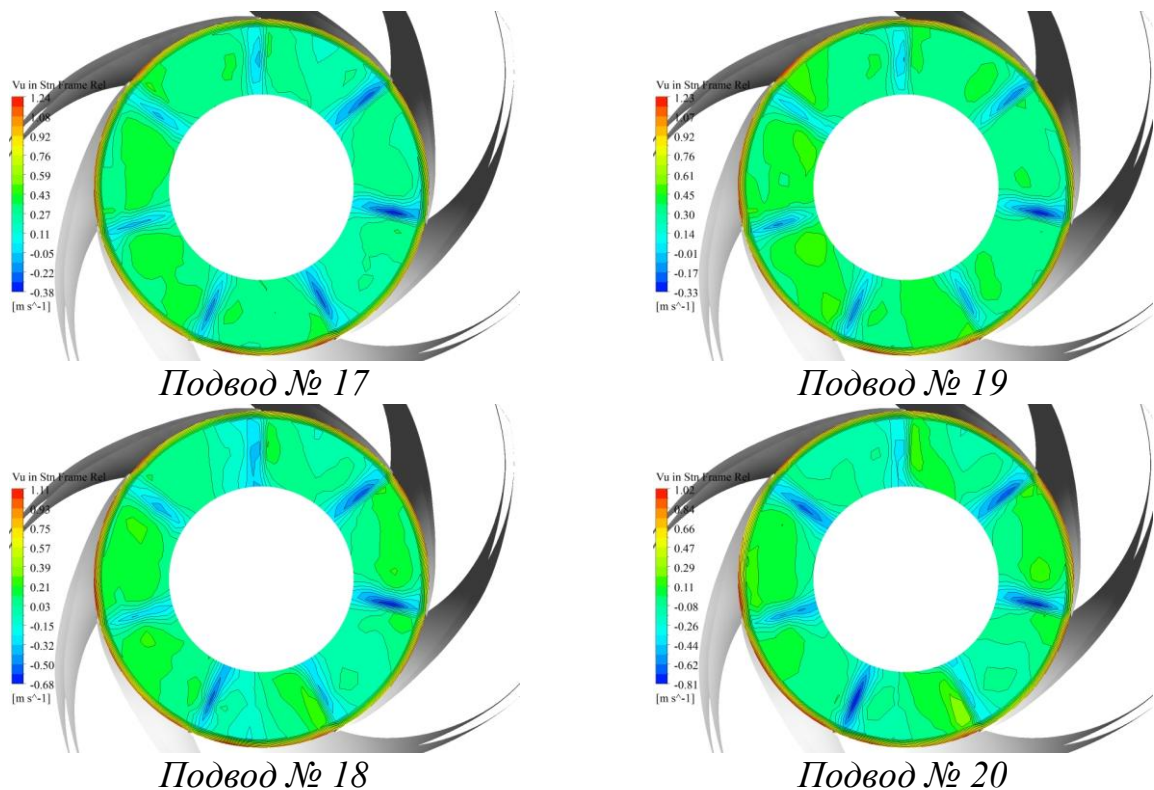


Рисунок 3.21 – Распределения окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

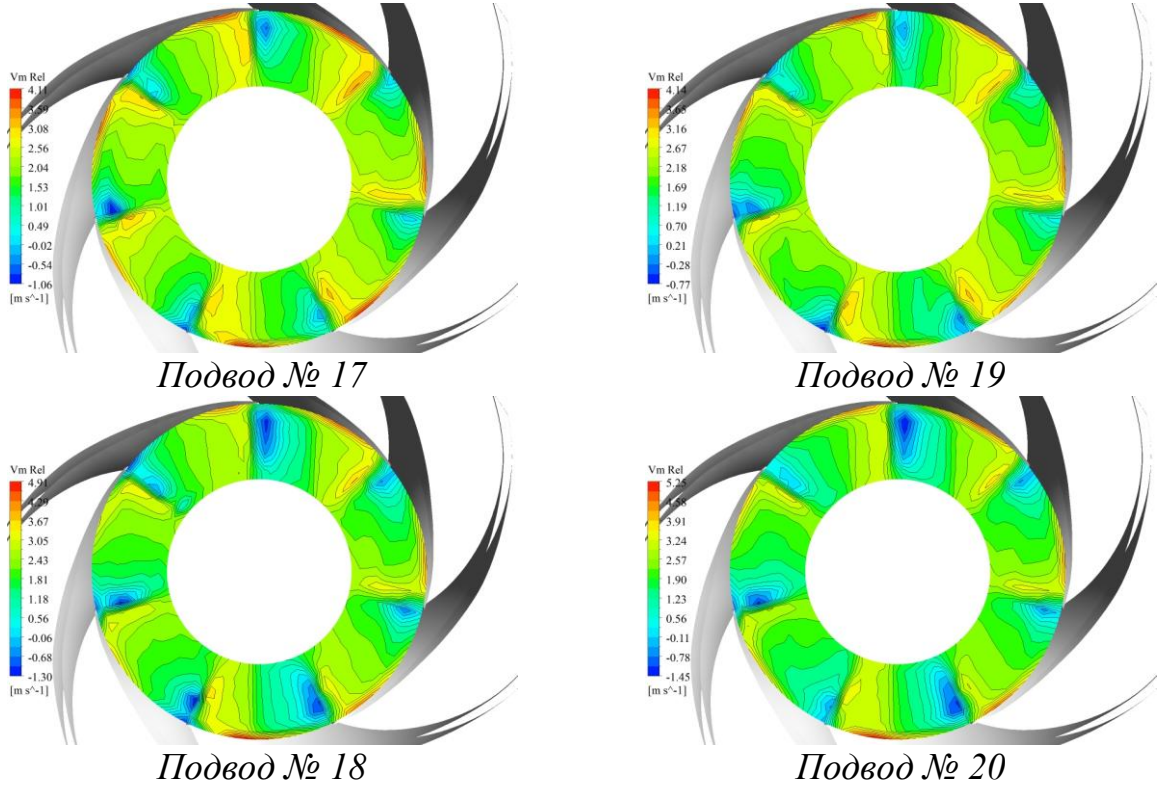


Рисунок 3.22 – Распределения расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

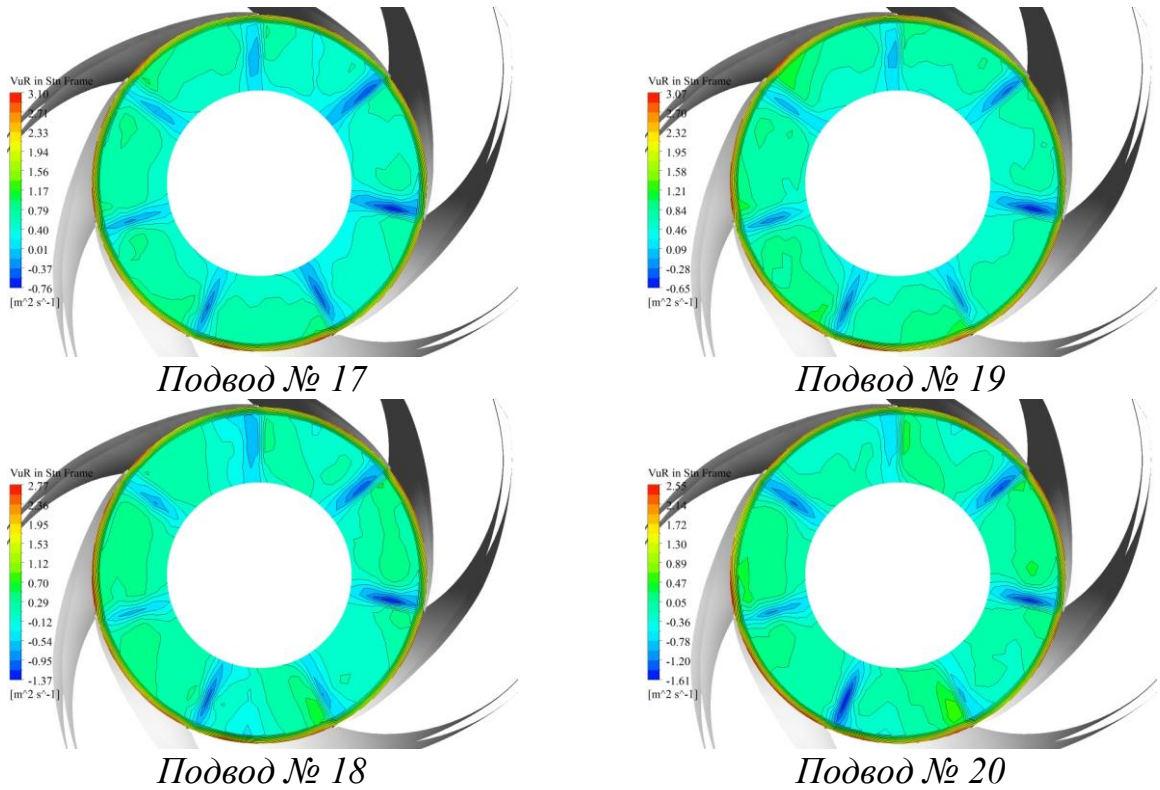


Рисунок 3.23 – Распределения момента скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

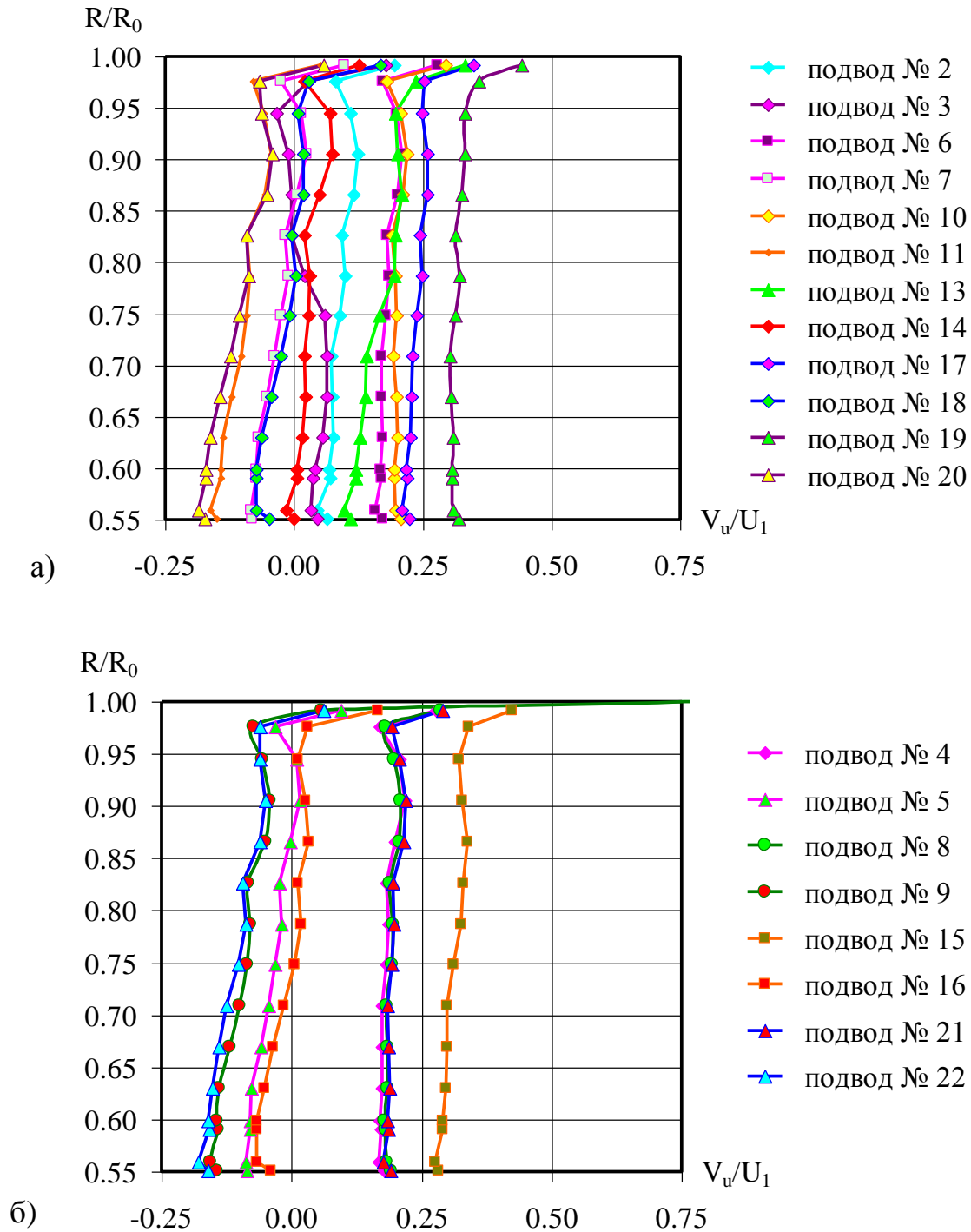


Рисунок 3.24 – Этюры окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

- а) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока $m=0$ и $m=0,5$.
- б) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока с $m=0,18$

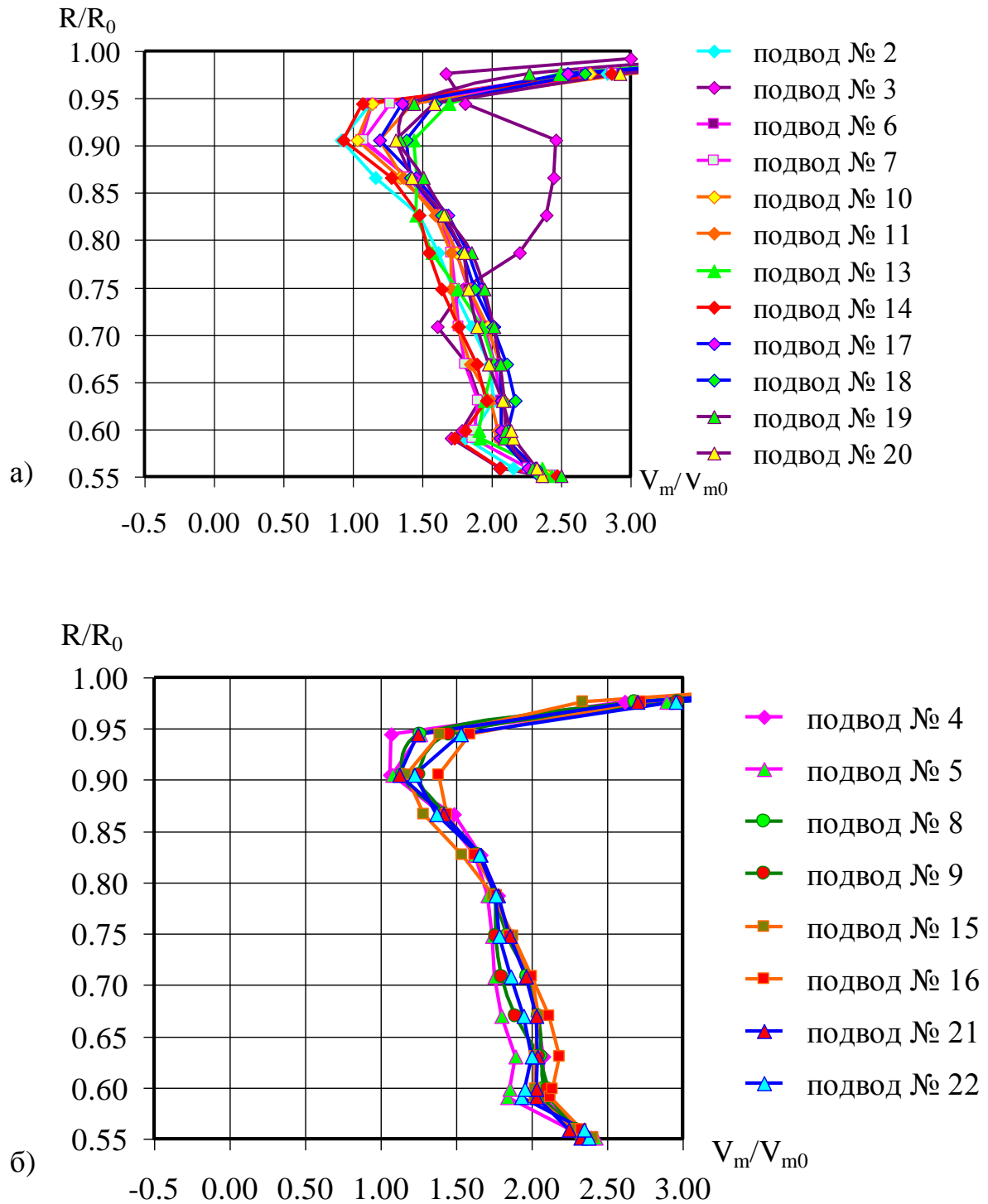


Рисунок 3.25 – Этюры расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

а) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока $m=0$ и $m=0,5$.

б) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока $m=0,18$

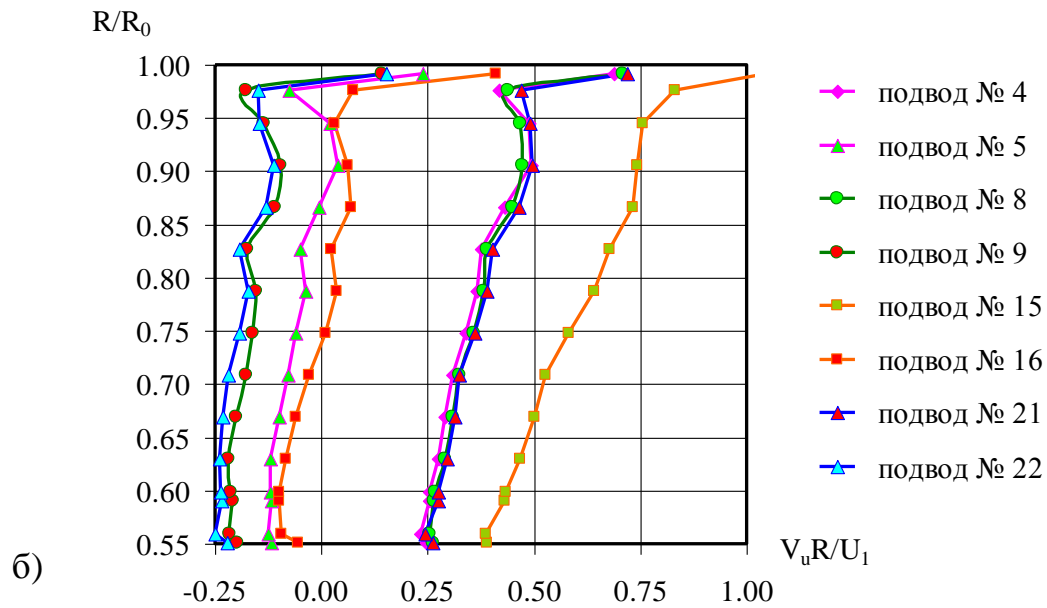
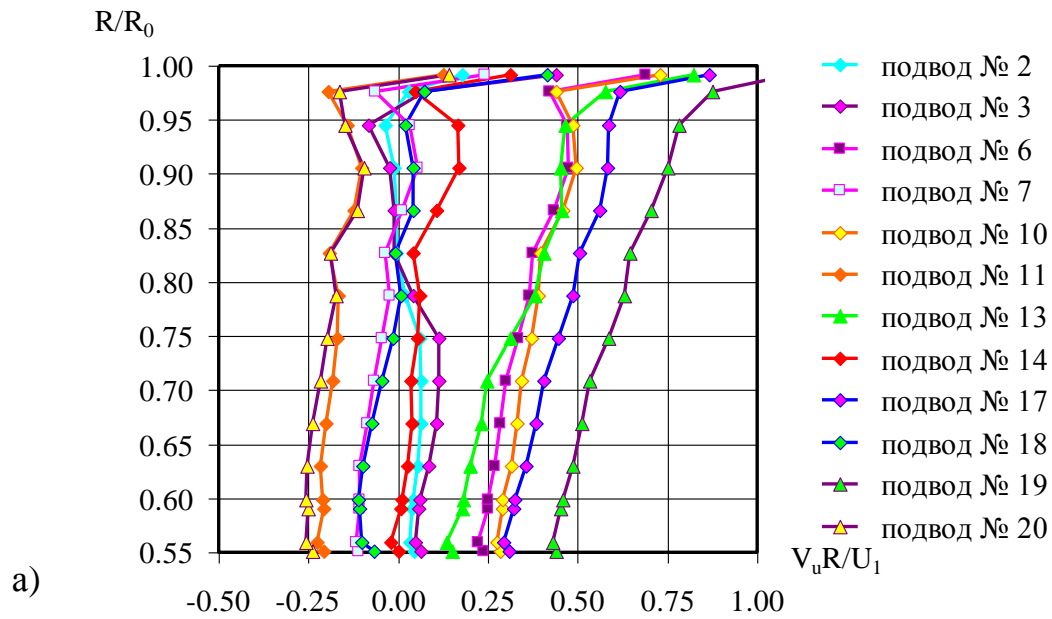
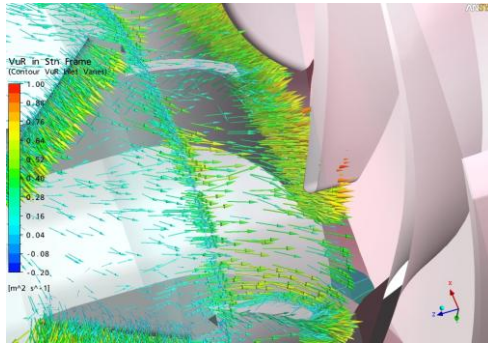


Рисунок 3.26 – Эпюры момента скорости на входе в рабочее колесо при различном количестве лопаток ЛНА

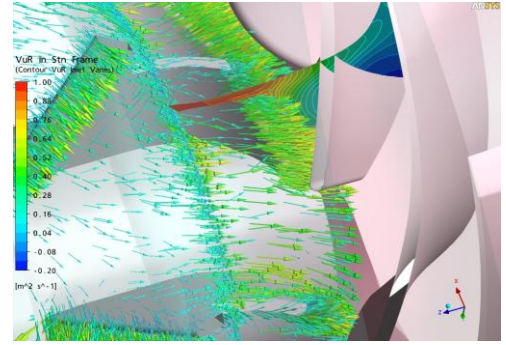
- a) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока $m=0$ и $m=0,5$.
- б) КП с ЛНА, с проектным коэффициентом момента скорости потока с $m=0,18$

Приведенные эпюры показывают, что количество лопастей в ЛНА оказывают значительное влияние на равномерность потока, формируемого КП. Исключением составляют комбинированные подводы ПСП и ЛНА, создающими положительную закрутку потока. В этом случае формируется поток практически с одинаковыми показателями, при этом, хотя напор и КПД насоса отличаются не более чем на 0,1%, коэффициент момента закрутки КП с 6-ю лопастями больше коэффициента момента закрутки КП с 4-мя лопастями почти на 7%. Во всех остальных случаях однозначно КП с 6-ю лопастями формируют более равномерный поток, чем КП с 4-мя лопастями. Изменение величины напора может достигать 3,6% (подводы №№ 13, 14), а КПД до 1,7% при положительной закрутке (подводы №№ 17, 19) и до 2,4% при отрицательной закрутке (подводы №№ 18, 20).

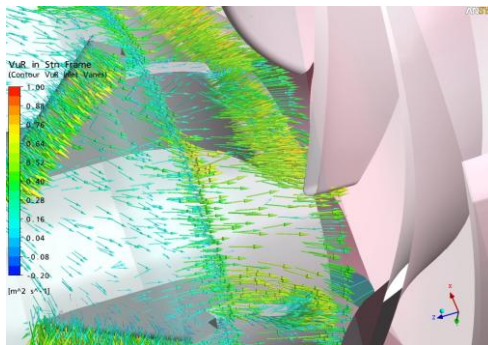
Проведены исследования и по влиянию расстояния между кромками лопаток ЛНА и лопастей РК. Исходной величина зазора между лопатками ЛНА и РК была принята конструктивно и равна 6 мм. В ходе ЧИ были рассмотрены подрезки лопаток ЛНА на 5, 10, 15 мм (см. рис. 3.14). С изменением расстояния между выходной кромкой лопатки ЛНА и входной кромкой лопасти РК изменяются условия натекания потока на кромки РК. Вследствие этого величина зазора оказывает влияние структуру потока на входе в РК, а, следовательно, на характеристики насоса. На рис. 3.27 показано натекание потока на лопатки РК в виде векторного поля момента скорости (раскраска векторов соответствует величине момента скорости).



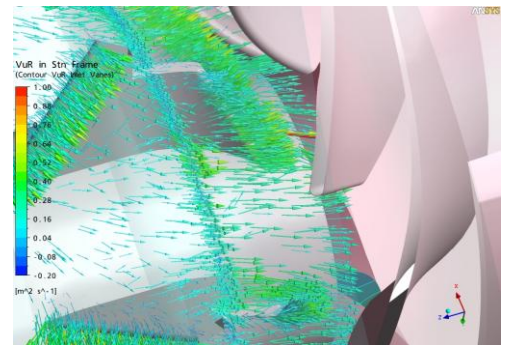
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.27 – Натекание потока на лопатки РК

- а) ЛНА без подрезки;*
- б) подрезка лопаток ЛНА на 5 мм;*
- в) подрезка лопаток ЛНА на 10 мм;*
- г) подрезка лопаток ЛНА на 15 мм.*

Изменение цвета векторов показывает, что с увеличением расстояния между кромками ЛНА и РК величина момента скорости уменьшается. Констатация этого факта подтверждается эпюрами и распределением окружной и расходной составляющих скорости и момента скорости на входе в РК, приведенными на рис. 3.28-3.32.

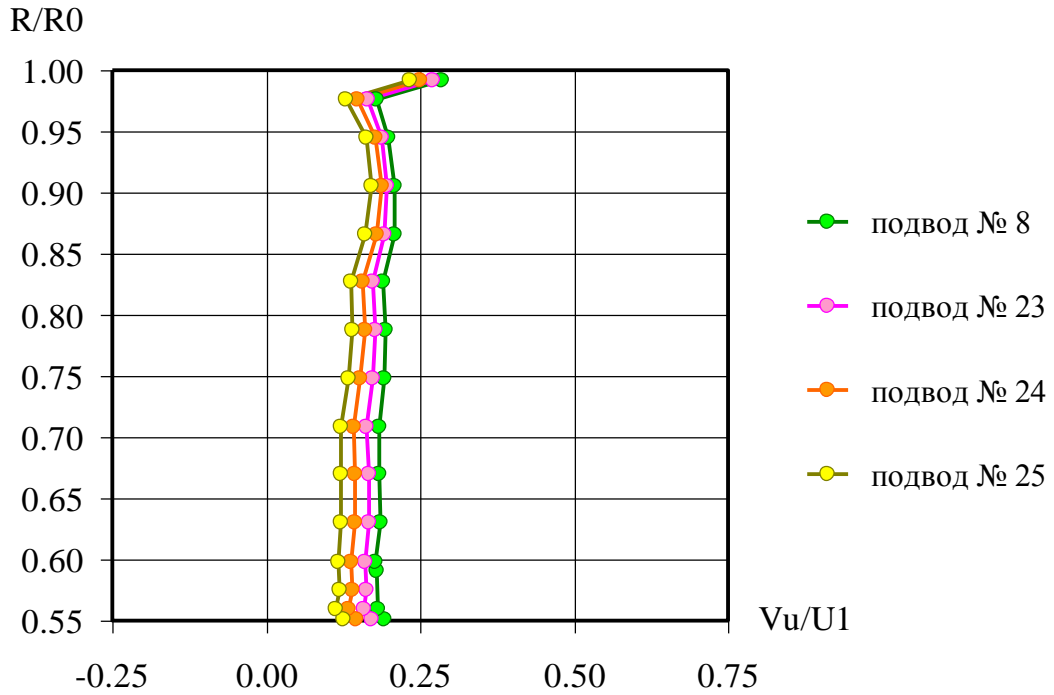


Рисунок 3.28 – Этюры окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при подрезке лопаток ЛНА

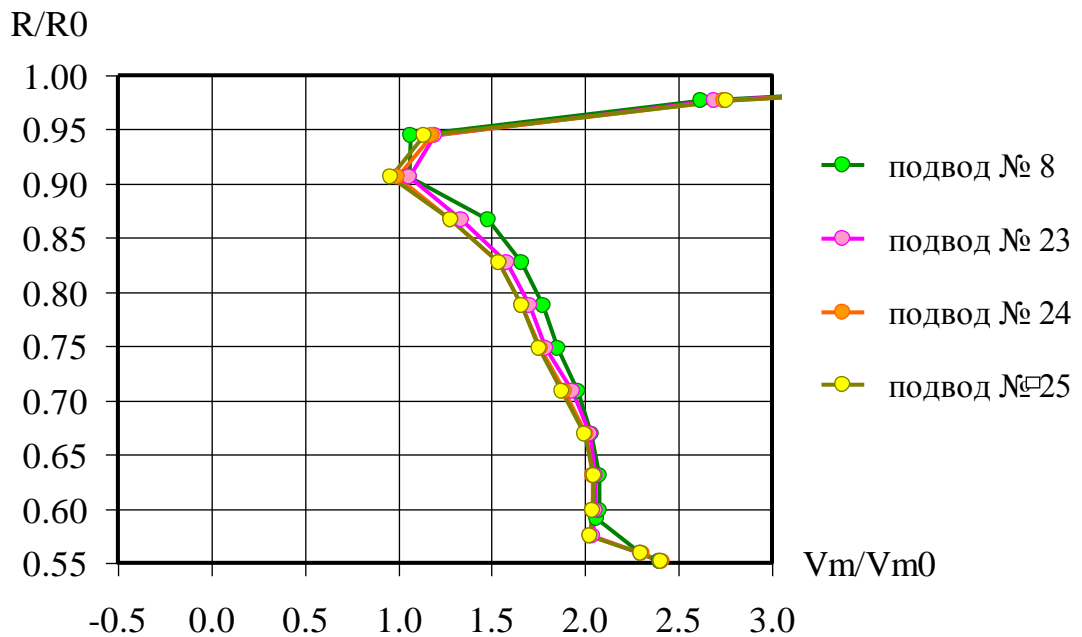


Рисунок 3.29 – Этюры расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо при подрезке лопаток ЛНА

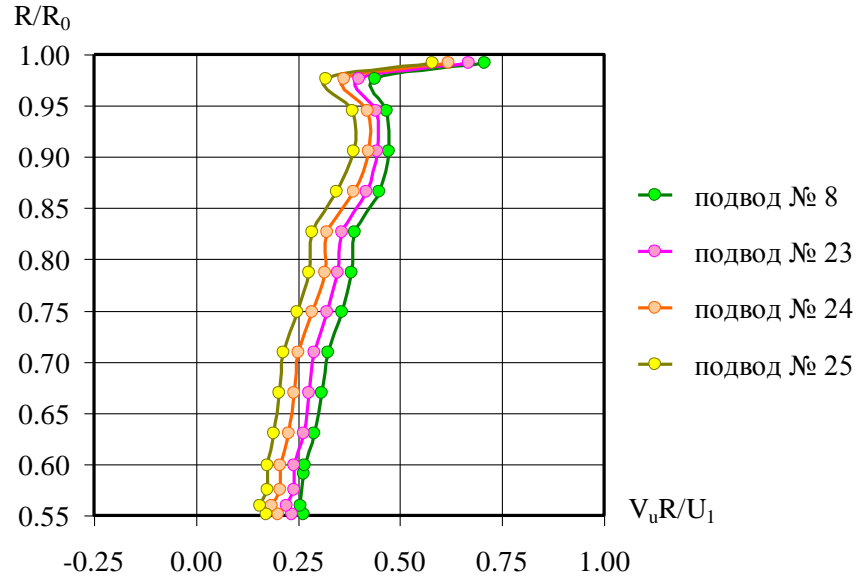
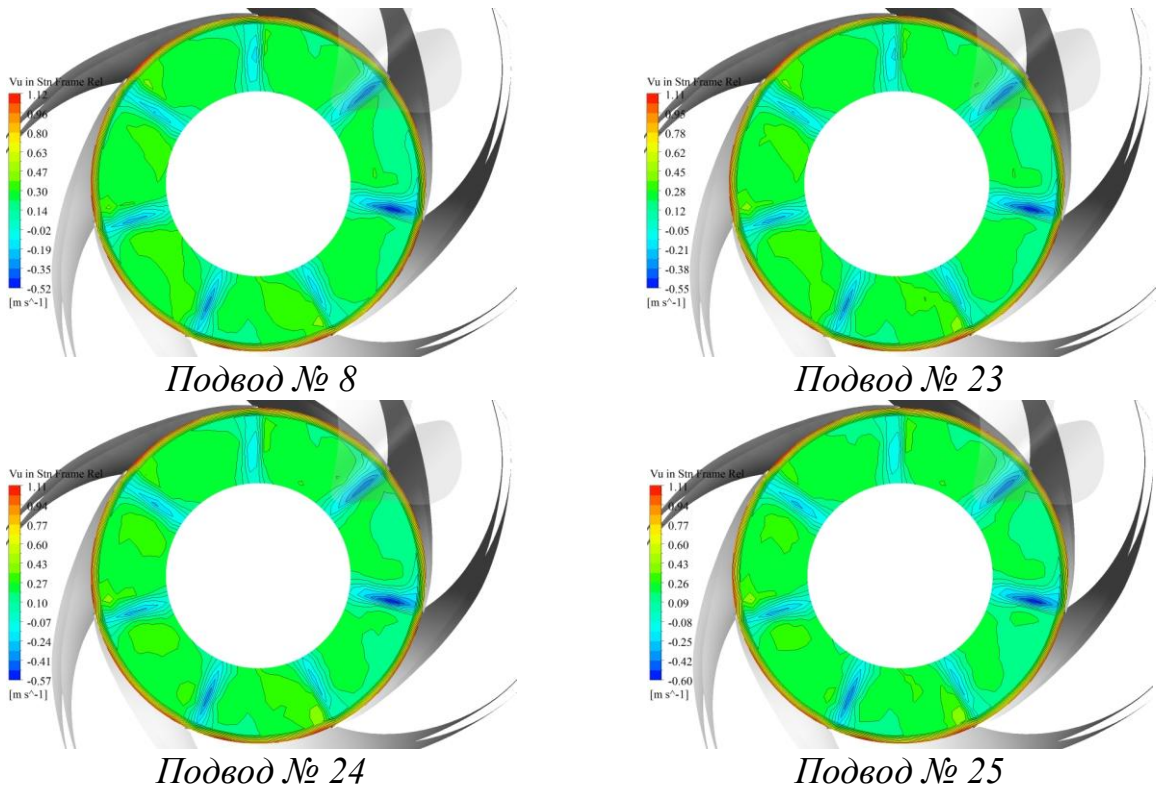
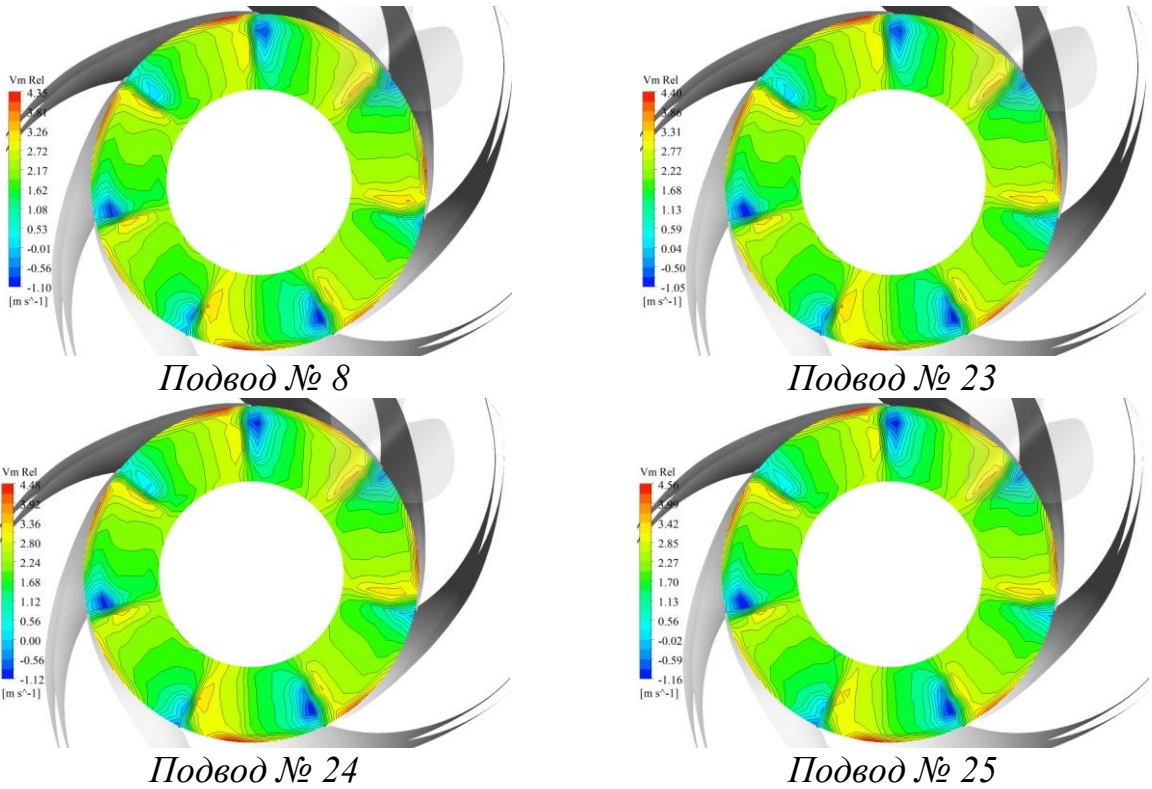


Рисунок 3.30 – Эпюры момента скорости на входе в рабочее колесо при под-
резке лопаток ЛНА

Как видно из приведенных эпюр, равномерное изменение расстояния между кромками ЛНА и РК приводит к равномерному изменению параметров. Это утверждение относится к коэффициенту закрутки потока, а также к изменению напора, КПД.



a)



б)

Рисунок 3.31– Распределение составляющих скорости на входе в рабочее колесо при подрезке лопаток ЛНА: а) окружной составляющей скорости; б) расходной составляющей скорости

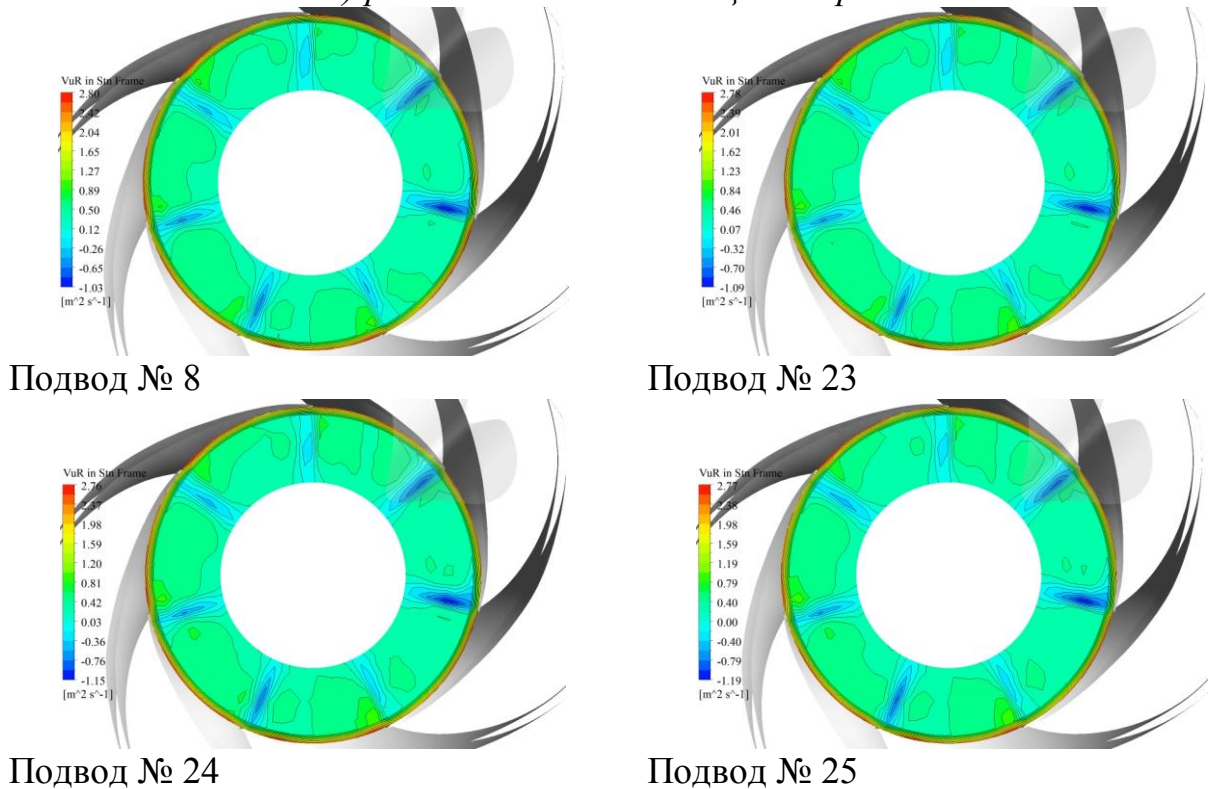


Рисунок 3.32 – Распределение момента скорости на входе в рабочее колесо при подрезке лопаток ЛНА

По результатам численного исследования строим график зависимости КПД насоса и коэффициента неравномерности потока от коэффициента момента скорости на входе в рабочее колесо, который представлен на рис. 3.33.

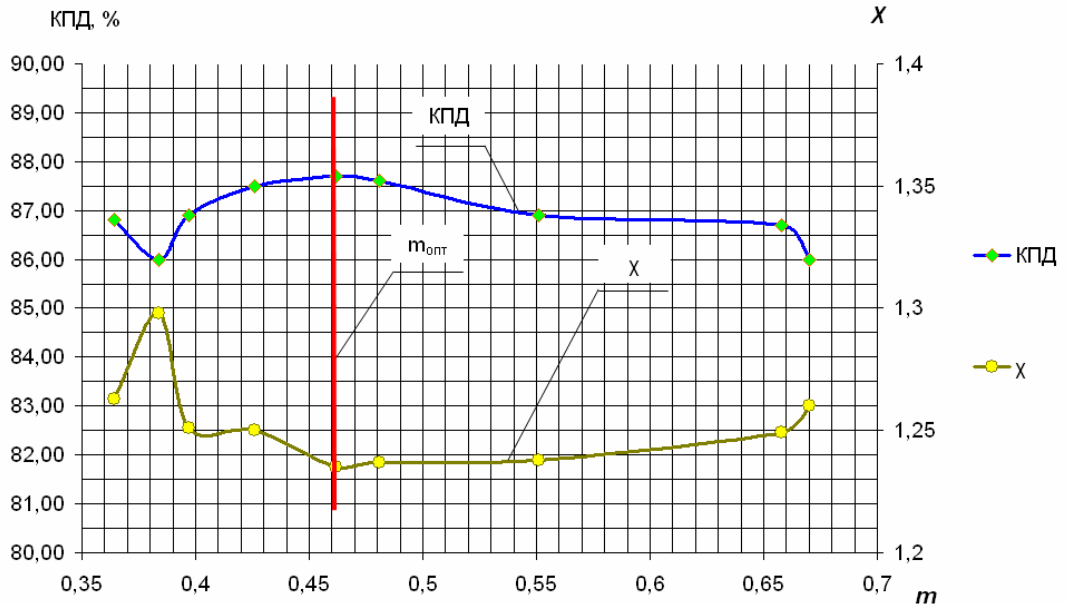


Рисунок 3.33 – Зависимость КПД насоса и коэффициента неравномерности потока (χ) на входе в РК от коэффициента момента скорости потока на входе в РК (m)

Из приведенных результатов можно сделать вывод, что при создании подводом структуры с малой неравномерностью создаются условия для работы насоса с наибольшей эффективностью. А также результаты подтверждают, что для каждого соотношения геометрических параметров РК существует свое значение момента скорости на входе в РК, которое обеспечивает работу насоса с максимально возможным КПД.

Нужно отметить еще одно обстоятельство. Структура течения на выходе комбинированного подвода более равномерна, чем за полуспиральным или кольцевым подводом, что приводит к равномерному заполнению рабочего колеса (рис. 3.34) и, тем самым, уменьшает неуравновешенность сил осевого давления и улучшает всасывающую способность колеса [29].

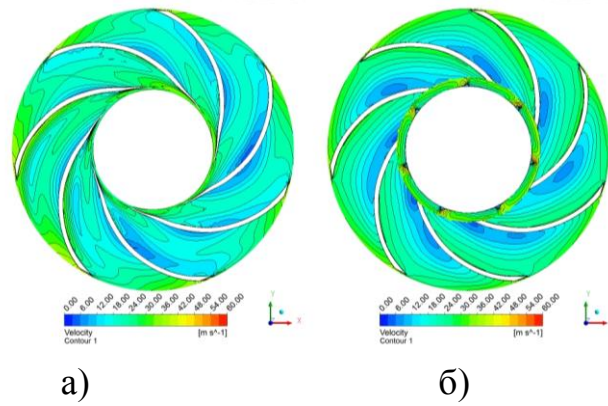


Рисунок 3.34 – Распределение скоростей в колесе с различными подводами:
 а) полуспиральный подвод; б) комбинированный подвод

Анализируя взаимосвязь характеристик течения жидкости в отдельных элементах ПЧ насоса, важно отметить, что на рабочий процесс элемента ПЧ оказывает существенное влияние структура потока, сформированная на выходе из предыдущего элемента ПЧ. Так, например, структура потока, сформированная подводом, оказывает существенное влияние на рабочий процесс РК и никаким образом это влияет на отвод (рис. 3.35).

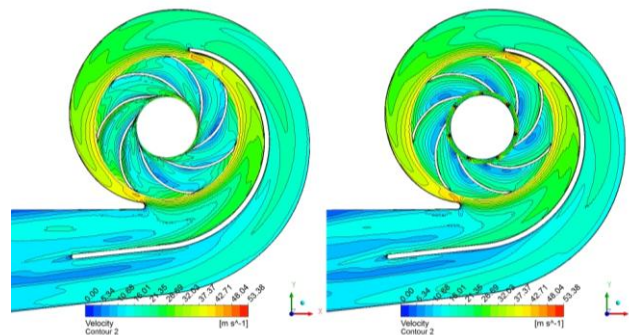


Рисунок 3.35 – Распределение скоростей в отводе с различными подводами
 а) полуспиральный подвод; б) комбинированный подвод.

3.5 Физический эксперимент

3.5.1 Описание экспериментальной установки

Экспериментальные исследования были проведены на экспериментальном гидравлическом стенде АО «Сумский завод «Насосэнергомаш», ра-

ботающем по замкнутой схеме циркуляции жидкости. Испытания проводились на натурном насосе ДНм 2500-230, далее – насос, согласно Программе и методике испытаний, согласованной и утвержденной в установленном порядке. Методика проведения испытаний соответствует [91].

Гидравлическая схема испытательного стенда приведена на рис. 3.36.

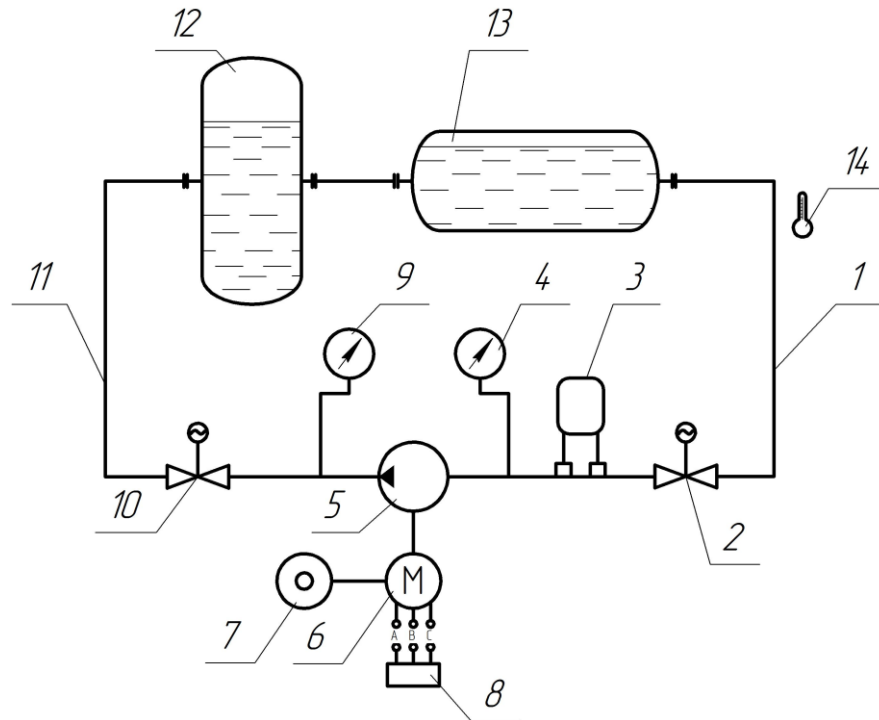


Рисунок 3.36 – Гидравлическая схема испытательного стенда

1. Подводящий трубопровод.
- 2, 10. Задвижки.
3. Расходомерное устройство.
- 4, 9. Манометры.
5. Экспериментальный насос.
6. Электродвигатель.
7. Тахометр.
8. Прибор измерения электрической мощности.
11. Напорный трубопровод.
12. Бак напорный.
13. Бак-успокоитель.
14. Термометр.

Экспериментальный гидравлический стенд состоял из экспериментального насоса 5, стандового двигателя 6, напорного бака 12, бака-успокоителя 13, системы трубопроводов с запорной и регулирующей арматурой. В состав экспериментального стенда также входил пульт управления. Испытания проводились на холодной воде, с характеристиками согласно [91].

Внешний вид стенда представлен на рис. 3.37.

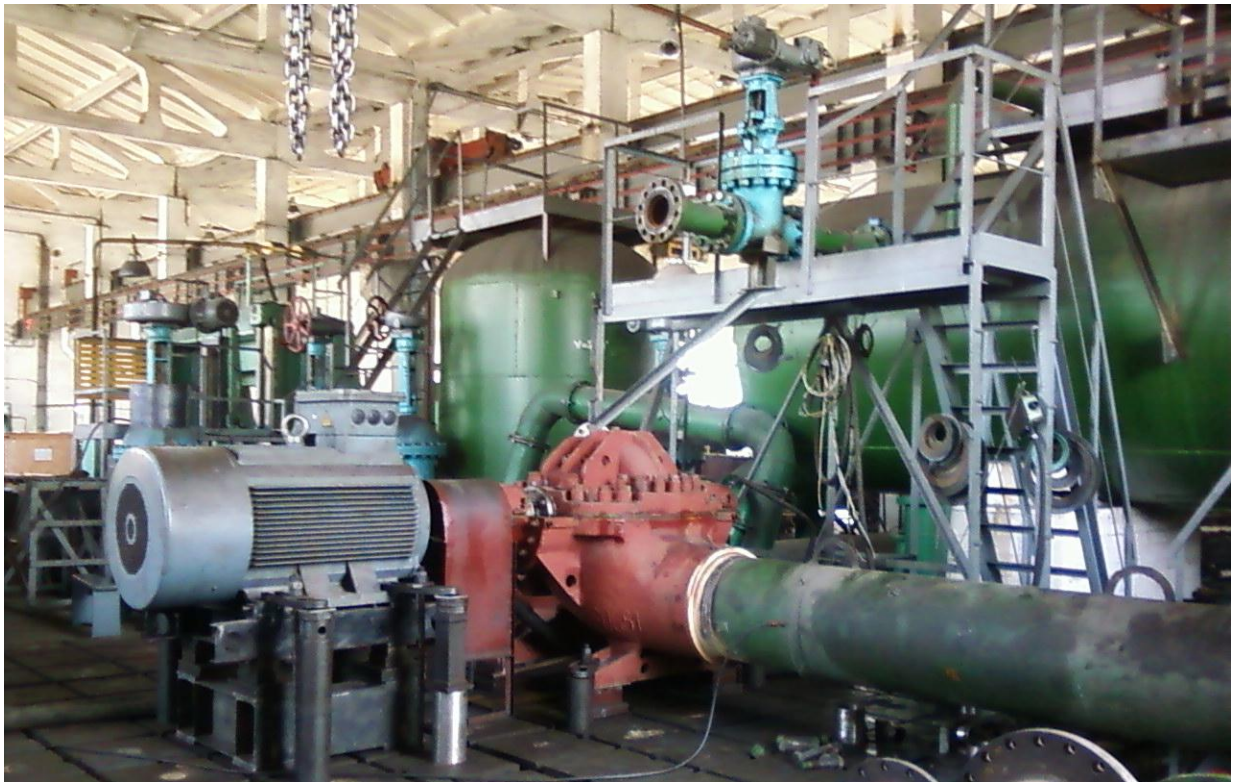


Рисунок 3.37 – Экспериментальный гидравлический стенд

3.5.2 Экспериментальный насос

Экспериментальный насос – центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, спирального типа с рабочим колесом двустороннего входа (рис. 3.38).

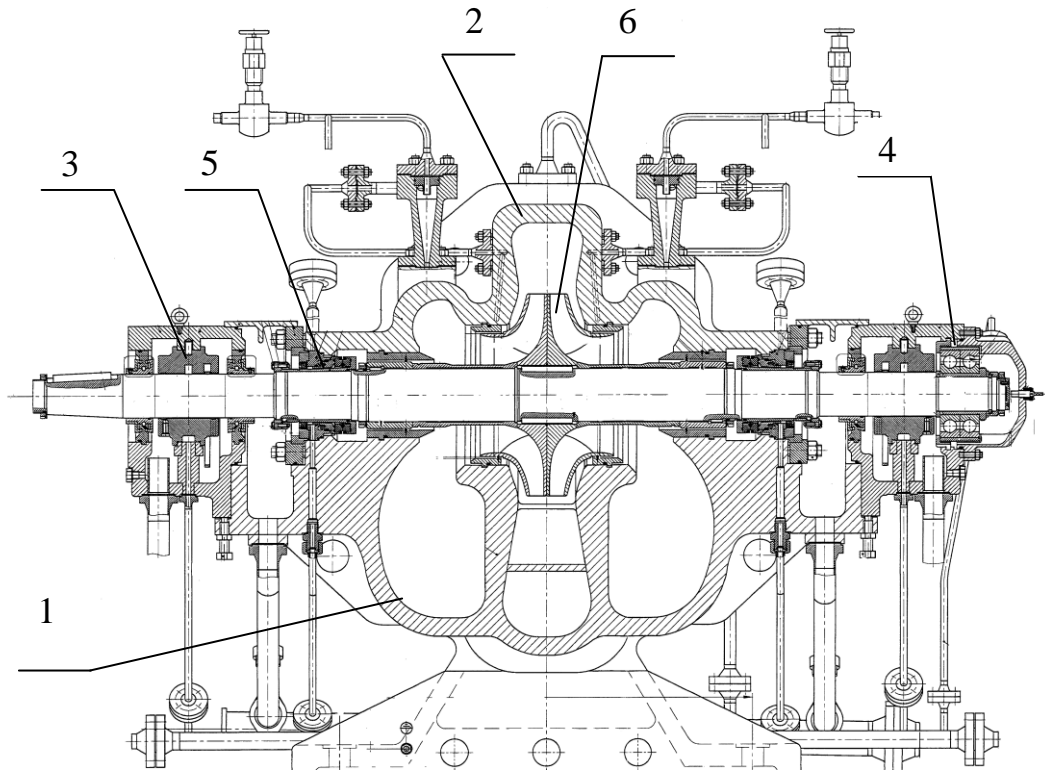


Рисунок 3.38 – Экспериментальный насос

Базовой деталью насоса является корпус 1 с горизонтальной плоскостью разреза и опорными лапами, расположенными в нижней части корпуса. Корпус состоит из нижней части, собственно корпуса и верхней части – крышки 2. Корпус насоса представляет собой соединение сложных геометрических форм, которые собственно являются подводом и отводом. Входной и напорный патрубки насоса расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны.

Опорами ротора служат подшипники скольжения 3 с принудительной смазкой. Со стороны неприводного конца вала насоса установлен сдвоенный радиально-упорный подшипник качения 4. Контроль температуры вкладышей подшипников производится при помощи термопреобразователей сопротивления.

В местах выхода ротора из корпуса насоса установлены концевые торцовые уплотнения 5.

Такая конструкция насоса позволила испытать насос с различными вариантами комбинированного подвода. Вариации комбинированного подвода достигались за счет смены двух деталей: ЛНА, устанавливаемых перед входом в РК 6.

3.5.3 Объекты исследования

По результатам численного эксперимента для проведения испытаний были спроектированы и изготовлены две пары ЛНА: с шестью прямыми лопатками и шестью профилированными лопатками, создающими положительную закрутку с коэффициентом момента скорости $m=0,5$. Для получения варианта подвода с отрицательной закруткой, решетки с профилированными лопатками, создающие положительную закрутку для колеса двустороннего входа были поменяны местами. Кроме указанных вариантов подводов были также проведены испытания решеток с подрезанными лопатками.

На рис. 3.39 показаны виды испытываемых лопаточных направляющих аппаратов.



а)

б)

Рисунок 3.39 – Лопаточные направляющие аппараты

а) с прямыми лопатками,

б) с профилированными лопатками.

При физическом эксперименте были исследованы подводы №№ 1, 3, 10, 11, 23, 24 (табл. 3.3).

3.5.4 Методика измерения параметров

При экспериментальных исследованиях определялись напорная и энергетическая характеристики насоса, а также вибрационная. Все параметры измерялись в соответствии с [91].

Напорная характеристика представляет собой зависимость напора насоса от подачи. Энергетическая – зависимость потребляемой мощности и КПД от подачи.

Подача насоса определялась ультразвуковым расходомерным устройством «Взлет ПР» [94]. По принципу действия указанный расходомер относится к времяимпульсным ультразвуковым расходомерам, работа которых основана на измерении разницы времени прохождения коротких ультразвуковых сигналов в направлении и против направления движения потока жидкости в трубопроводе. Расходомерное устройство «Взлет ПР» состоит из вторичного преобразователя, который является измерительным блоком, и двух электроакустических преобразователей. Возбуждение и прием ультразвуковых сигналов выполняется электроакустическими преобразователями, установленными на измерительном участке трубопровода. Значения расхода снималось непосредственно с экрана вторичного преобразователя расходомера.

Давление на входе и выходе из насоса измерялось образцовыми манометрами класса точности 0,4.

Частота вращения ротора измерялась с помощью высокоточного лазерного тахометра ТМРТ-1.

Мощность на валу насоса определялась при помощи комплекта измерительного К505. Переносной измерительный комплект К505 включался между источником питания (сетью) и нагрузкой (электродвигателем). Коэффициенты пересчета измеряемых величин мощности определялись по таблицам, размещенным на крышке прибора.

Параметры на каждом из исследуемых объектов (при снятии напорной и энергетической характеристик) фиксировались в 12 точках. По результатам измерений составлялся соответствующий протокол.

Вибрационная техническая характеристика определялась путем замера средне квадратического значения виброскорости на корпусах подшипниковых опор агрегата в трех взаимно перпендикулярных направлениях в диапазоне от 10 до 10000 Гц в соответствии с [91] на минимальной, номинальной и максимальной подачах при обеспечении бескавитационной работы насоса. Виброскорость измерялась при помощи виброметра Micro Viber CMVL 3850 с вибропреобразователем CMSS 3811.

Схема мест установки датчиков приведена на рисунке 3.40.

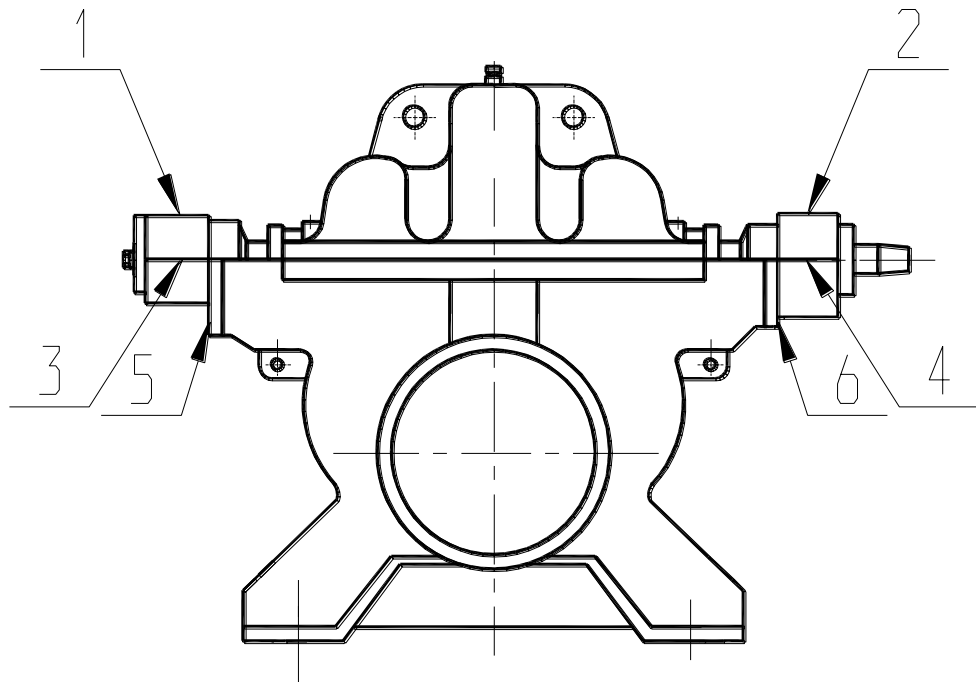


Рисунок 3.40 – Схема измерения вибрации

1, 2, 3, 4, 5, 6 – места установки датчиков.

3.5.5 Методика обработки результатов

Все результаты замеров обрабатывались в соответствии с [91].

Полный манометрический напор, создаваемый насосом, определяется

по формуле:

$$H_u = 0,102 \frac{P_{m2} - P_{m1}}{\rho} + 0,0827 Q_u^2 \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) + (z_{m2} - z_{m1}), \quad (3.2)$$

где P_{m1}, P_{m2} – показания приборов 4 и 9 (см. рис. 3.36) измерения давления жидкости соответственно на входе и выходе из насоса, Па;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

d_1, d_2 – внутренние диаметры соответственно подводящего и отводящего трубопроводов в местах измерения давления, м;

z_{m1}, z_{m2} – вертикальные отметки положения приборов 4 и 9 (см. рис. 3.36) для измерения давления (соответственно на входе и выходе из насоса) относительно базовой плоскости (оси всасывающего патрубка), м;

$z_{m2} - z_{m1}$ – расстояние по вертикали между отметками положения приборов измерения давления на выходе и входе в насос, м;

Q_u – подача, м³/с.

Рабочая нагрузка электрической сети определялась как сумма мощностей каждой фазы приводного двигателя.

$$N_{\hat{a}} = N_{\hat{A}} + N_{\hat{A}} + N_{C,}, \quad (3.3)$$

Мощность насоса определялась по формуле

$$N = N_e \cdot \eta_{\text{дв}}, \quad (3.4)$$

где $\eta_{\hat{a}\hat{a}}$ – КПД электродвигателя (паспортное значение).

КПД насоса определялся по формуле:

$$\eta = 0,981 \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}, \% \quad (3.5)$$

Испытания проводились при частоте вращения ротора 1500 об/мин и приводились к частоте вращения 3000 об/мин . (номинальная частота вращения насоса n_n) Полученные в результате проведенных испытаний значения параметров насоса были приведены также к номинальным температуре и плотности перекачиваемой жидкости ($t=20 \text{ }^\circ\text{C}$) по формулам:

подача:

$$Q = Q_{\dot{\epsilon}} \cdot \frac{n}{n_{\dot{\epsilon}}}, \quad (3.6)$$

напор:

$$H = H_{\dot{\epsilon}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\dot{\epsilon}}} \right)^2, \quad (3.7)$$

мощность:

$$N = N_{\dot{\epsilon}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\dot{\epsilon}}} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_{\dot{\epsilon}}}, \quad (3.8)$$

КПД:

$$\eta = \frac{\eta_u}{\eta_u + (1 - \eta_u) \cdot \left(\frac{n_u}{n_n} \right)^{0.17}}. \quad (3.9)$$

3.5.6 Расчет относительных погрешностей результатов испытаний.

Расчет относительных погрешностей результатов испытаний проведен согласно [91, 95]:

Относительная предельная погрешность определения частоты вращения определяется погрешностью измерения прибора и составляет $e_n = 0.01\%$.

Относительная предельная погрешность определения подачи при известной частоте вращения вала электродвигателя рассчитывалась по формуле:

$$e_o = \sqrt{(\delta q)^2 + (\delta n)^2}, \quad (3.10)$$

где δq – пределы допускаемой относительной погрешности расходомера, %;

Относительная предельная погрешность измерения подачи при использовании ультразвукового расходомера рассчитывалась по формуле, полученной согласно [94]:

$$\delta q = \pm \left(1.2 + \frac{0.2}{V} \right), \quad (3.11)$$

где V – текущая скорость потока в трубопроводе, м/с. Скорость потока определяется в соответствии с формулой [94]:

$$V = \frac{Q}{2,83 \cdot 10^{-3} \cdot D_y^2}, \quad (3.12)$$

где Q – измеренное значение расхода, м³/ч;

D_y – диаметр условного прохода трубопровода, мм.

$$D_\delta = D - 2s_\delta, \quad (3.13)$$

где D – наружный диаметр трубопровода, м;

s_δ – толщина стенки трубопровода, м;

Относительная предельная погрешность определения подачи составляет $e_Q = 1,23\%$.

Относительная предельная погрешность определения напора вычислялась по формуле:

$$e_H = \sqrt{(\delta H)^2 + 4(\delta n)^2}, \quad (3.14)$$

где δH – относительная предельная погрешность определения напора, вычисляется по формуле:

$$\delta H = \sqrt{\left(\frac{1}{\rho g H}\right)^2 \cdot [(\delta p_{M2} \cdot p_{M2})^2 + (\delta p_{M1} \cdot p_{M1})^2] + (\delta z)^2 \cdot \left(\frac{z_{M2} - z_{M1}}{H}\right)^2}, \quad (3.15)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H – напор насоса, м;

p_{M1}, p_{M2} – показания приборов измерения давления жидкости соответственно на входе и выходе из насоса, Па;

δp_{i_1} и δp_{i_2} – относительное определение погрешности измерения давления соответственно на входе и выходе из насоса;

$$\delta_{pM1} = \delta_{np} \cdot \frac{P_{np1}}{P_{M1}}, \quad (3.16)$$

$$\delta_{pM2} = \delta_{np} \cdot \frac{P_{np2}}{P_{M2}}, \quad (3.17)$$

где δ_{np} – класс точности прибора;

P_{np1}, P_{np2} – предел измерения шкалы прибора;

δz – относительная погрешность измерения расстояния по вертикали между приборами для измерения давления;

$(z_{i_2} - z_{i_1})$ – расстояние по вертикали между приборами для измерения давления на входе и выходе из насоса, м.

Т.к. манометры установлены на одном уровне, то слагаемое

$$\delta z^2 \left(\frac{z_{m2} - z_{m1}}{H} \right) = 0 \quad (3.18)$$

При испытаниях применялись манометры с классом точности 0,4 и с учетом остальных факторов, входящих в формулу (3.14), относительная предельная погрешность определения напора составляет $e_H = 0.71$.

Относительная предельная погрешность определения мощности на валу насоса при известной частоте его вращения рассчитывалась по формуле:

$$e_N = \sqrt{(\delta N_e)^2 + (\delta \eta_{\text{дв}})^2 + 9 \times (e_n)^2}, \quad (3.19)$$

где δN_e – относительная предельная погрешность измерения электрической мощности ($\delta N_e = 0,015$ при $N_e < 25$ кВт; $\delta N_e = 0,01$ при $25 \text{ кВт} < N_e < 250 \text{ кВт}$; $\delta N_e = 0,008$ $N_e > 250 \text{ кВт}$);

$\delta \eta_{\text{дв}}$ – относительная предельная погрешность определения КПД электродвигателя ($\delta \eta_{\text{дв}} = 0,03$).

Таким образом, получаем, что относительная предельная погрешность определения мощности составляет $e_N = 0.09$.

Относительная предельная погрешность определения КПД насоса рассчитывалась по формуле:

$$e_\eta = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_N^2} \quad (3.20)$$

Получаем, что относительная предельная погрешность определения КПД составляет $e_\eta = 1.42$.

Относительные предельные погрешности измерений сведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4 – Относительные предельные погрешности измерений

Наименование показателя	Расчетные погрешности, %	Допустимые значения суммарной погрешности по ГОСТ 6134-2007 (класс 1), %
Частота вращения e_n	$\pm 0,01$	$\pm 0,5$
Подача e_Q	$\pm 1,23$	$\pm 2,0$
Напор насоса e_H	$\pm 0,71$	$\pm 1,5$
Мощность насоса, определенная по потребляемой мощности и КПД двигателя e_N	$\pm 0,09$	$\pm 2,0$
КПД насоса, рассчитанный по Q, H, N_{ag} и $\eta_{дв}, e_\eta$	$\pm 1,42$	$\pm 3,2$

Таким образом, анализ относительных предельных погрешностей измерений показал, что они не превышают допустимых значений суммарной погрешности по [91] по классу 1.

3.5.7 Результаты испытаний.

По результатам испытаний на экспериментальном гидравлическом стенде были получены интегральные характеристики насоса с различными вариантами подвода. Характеристики приведены на рис. 3.41 – 3.45.

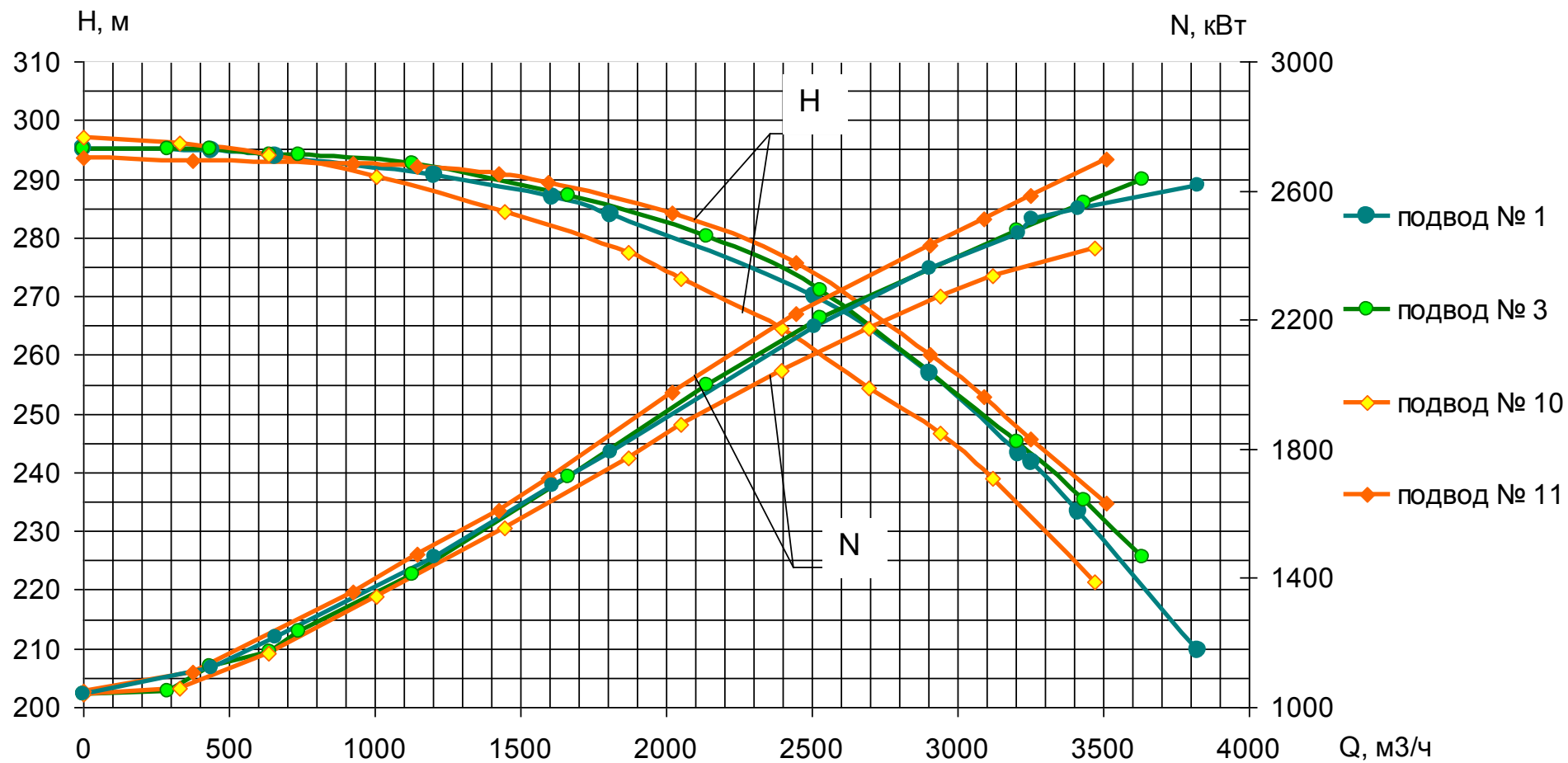


Рисунок 3.41 – Напорные и энергетические характеристики экспериментального насоса с различными вариантами подвода

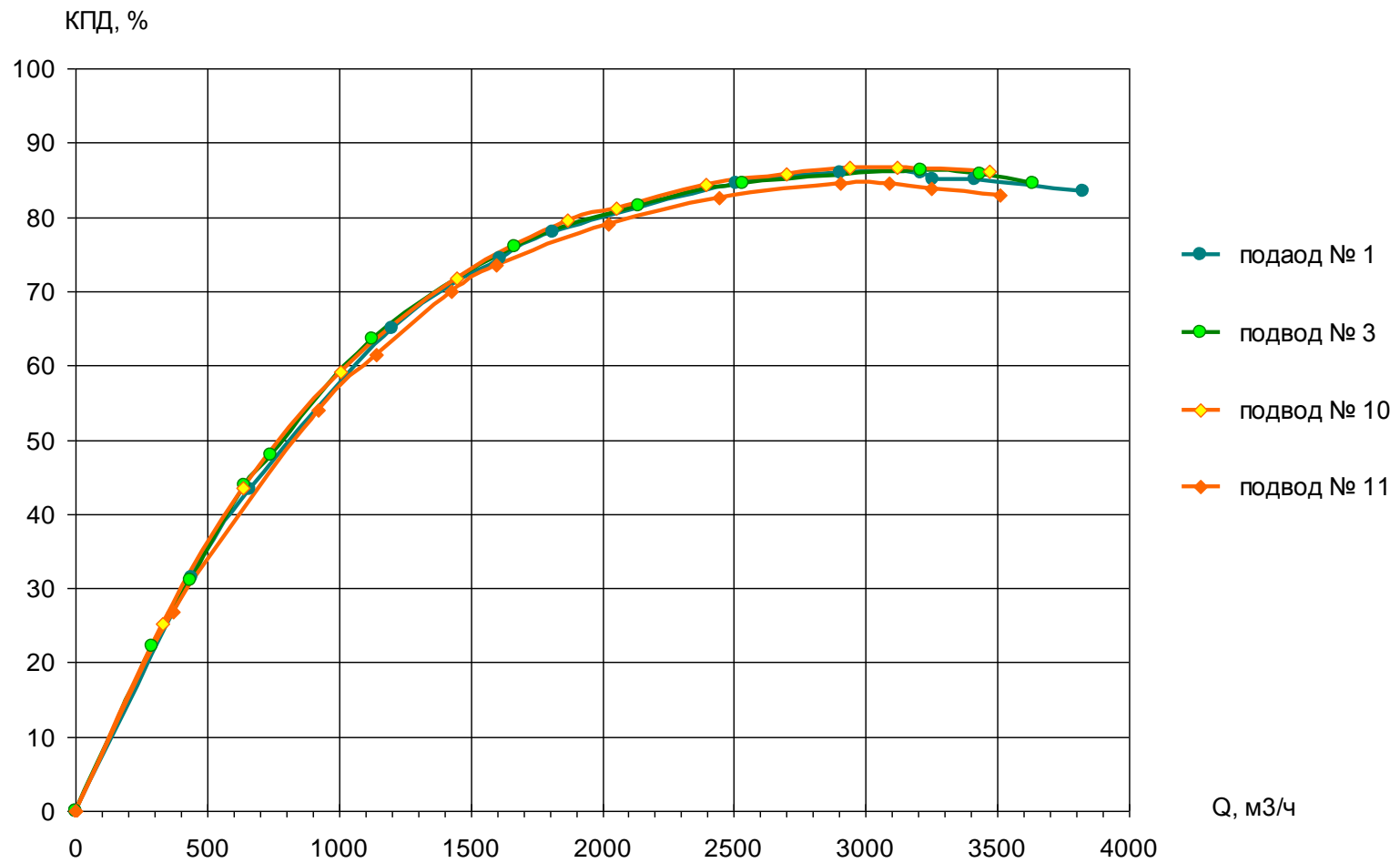


Рисунок 3.42 – КПД насоса с различными вариантами подвода

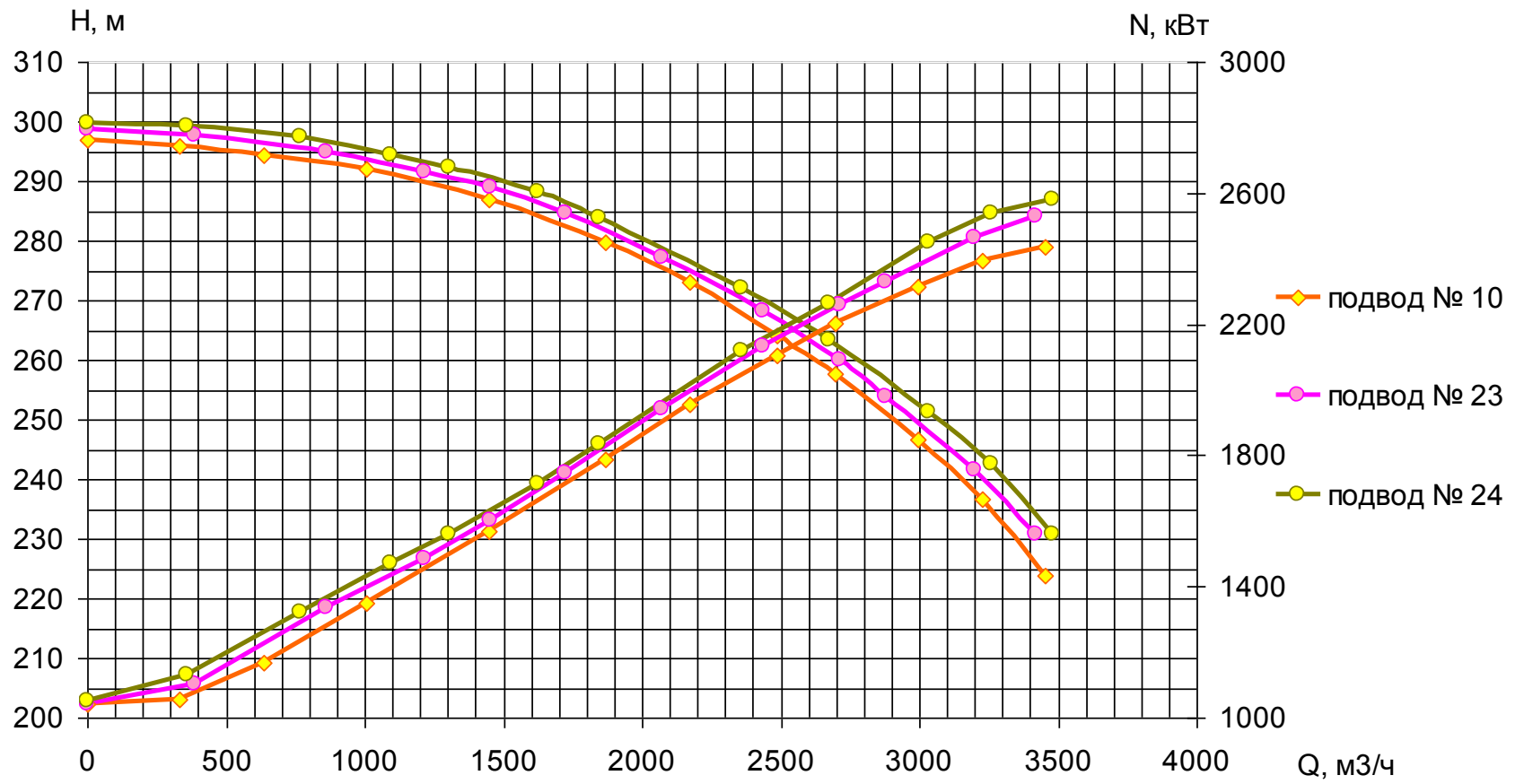


Рисунок 3.43 – Напорные и энергетические характеристики экспериментального насоса при подрезке лопаток ЛНА

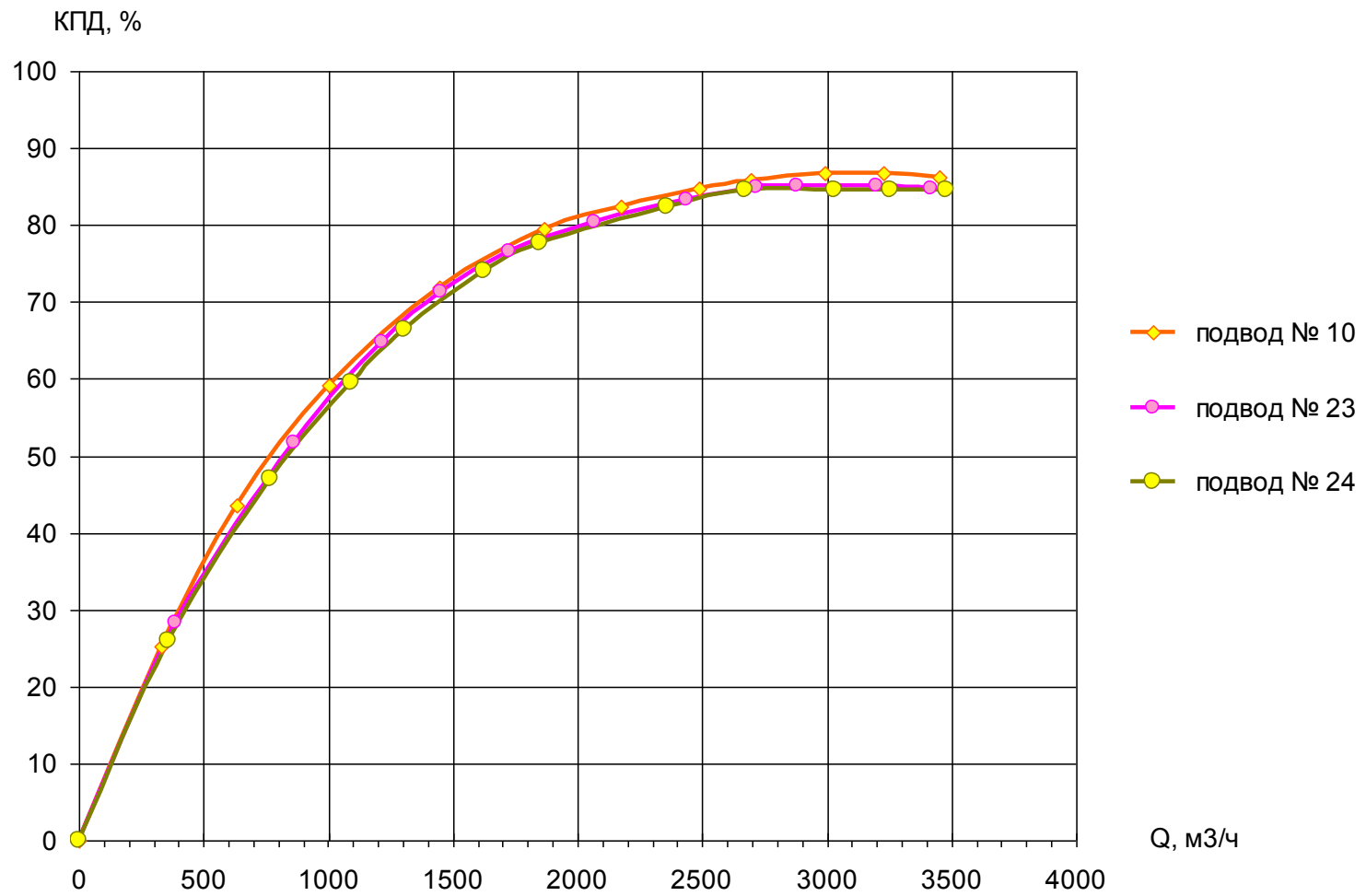
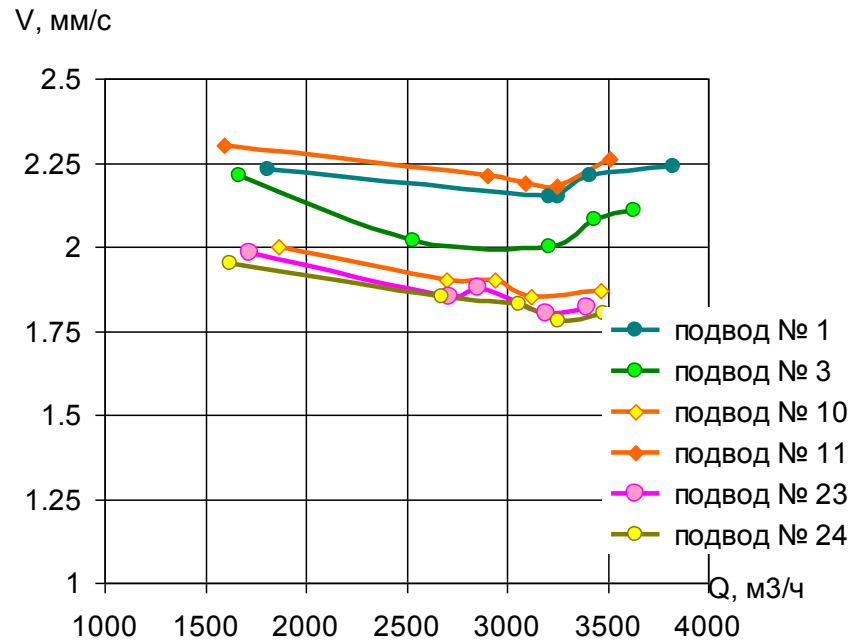
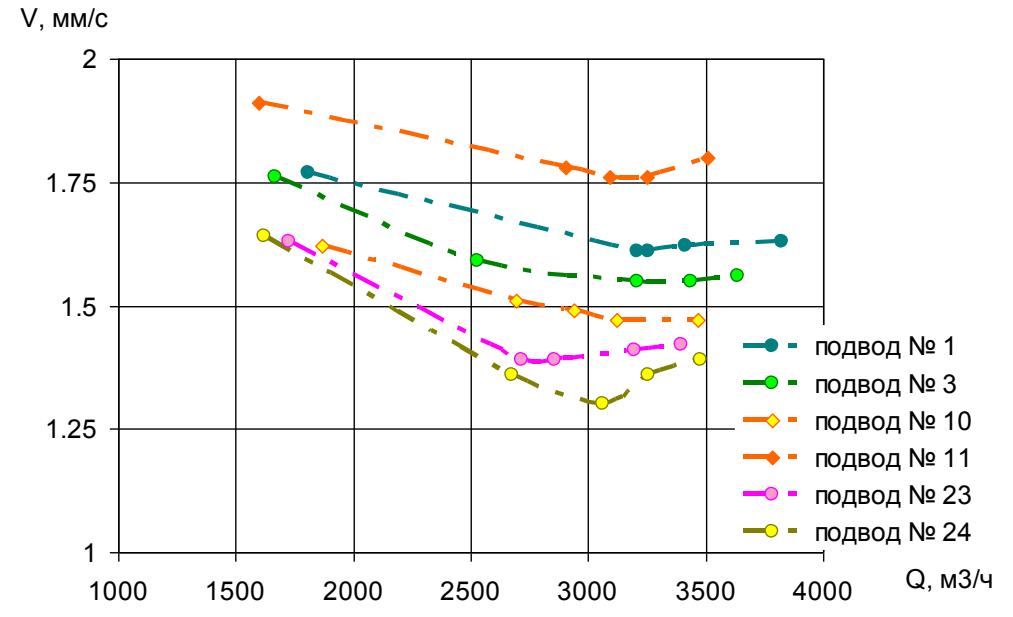


Рисунок 3.44 – КПД экспериментального насоса при подрезке лопаток ЛНА



а)



б)

Рисунок 3.45 – Вибрационные характеристики

а) на переднем подшипнике насоса;

б) на заднем подшипнике насоса

В ходе физического эксперимента было подтверждено, что применение КП влияет на характеристики насоса. Из параметров подвода существенное влияние на характеристики оказывает величина и знак момента скорости. Введение дополнительной закрутки на входе РК, приводит к изменению напорной характеристики, как по форме, так и по величине (рис. 3.41). С применением КП с прямыми лопатками и отрицательной закруткой потока в зоне малых подач увеличивается участок постоянного напора. КП с положительной закруткой увеличивает крутизну напорной характеристики. Изменение момента скорости на входе в РК влияет, не только на напорную характеристику, но и оказывает влияние на изменение КПД насоса (рис. 3.42).

Подрезка лопаток ЛНА на 5 мм (увеличение расстояния между кромками лопаток ЛНА и лопастями РК) привело к уменьшению величины момента скорости потока на входе в РК, тем самым напор насоса увеличился на 1,5%. Это свойство можно применить при доводке параметров ЦН, как например, подрезку РК или затыловку лопастей РК. Т.о. появляется дополнительный механизм корректировки параметров насоса.

Экспериментально подтверждено, что при введении закрутки потока на входе в РК, а, следовательно, при более равномерной структуре потока, уменьшается вибрация насоса (рис. 3.45).

В ходе проведения физического эксперимента были подтверждены все данные, полученные в результате численного исследования.

Сравнительные данные численного исследования и физического эксперимента в номинальной точке приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5 – Сравнительные данные численного и физического экспериментов в номинальной точке

№ п/п	Подвод	Напор, м		КПД, %	
		Численный эксперимент	Физический эксперимент	Численный эксперимент	Физический эксперимент
1	Подвод № 1	247	243	87.1	86.2
2	Подвод № 3	249	245	86.5	86.0
3	Подвод № 10	240	237	87.6	87,2
4	Подвод № 11	250	246	84.8	83,5
5	Подвод № 23	244	241	87.0	85.8
6	Подвод № 24	248	246	86.9	85.6

Приведенные данные показывают достаточно хорошее совпадение результатов численного исследования и физического эксперимента.

3.6 Выводы

1. Разработана технологичная конструкция бокового подвода – комбинированный подвод, формирующий на выходе поток с малой неравномерностью распределения поля скоростей, которая также позволяет обеспечить наперед заданную структуру потока на входе в РК. Такая конструкция подвода позволила решить вопрос минимизации массогабаритных характеристик, создала предпосылки для унификации ПУ, а также развить практику БМП ПЧ ЦН. Применение комбинированных подводов – перспективный путь совершенствования ЦН.

2. Проанализированы взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров ПУ ЦН и произведена оценка влияния параметров подвода на параметры центробежного насоса. Наиболее весомым параметром подвода, оказывающим наиболее значимое влияние на структуру потока, формируемую

ПУ, является создаваемый им момент скорости потока (закрутка потока) на входе в РК.

3. Проведено численного исследования течения жидкости на участке выход из подвода – вход в РК, в ходе которого определено влияние гидродинамических характеристик потока на характеристики насоса в целом. Численное исследование проводилось с использованием ПП ANSYS CFX 11.0, в основу которого положены фундаментальные законы гидромеханики: уравнение закона сохранения массы, а также уравнения движения вязкой жидкости, что вместе с корректным назначением начальных и граничных условий обеспечивает обоснованность результатов численного исследования.

4. Проведен физический эксперимент, который подтвердил правильность принятых положений, допущений, предположений и результаты численного исследования, получены энергетические характеристики и определено влияния на нее момента скорости потока, формируемого ПУ. Для физического эксперимента определены погрешности экспериментально определяемых параметров, которые показывают, что физический эксперимент проведен с необходимой точностью, погрешности измерения находятся в пределах допустимых значений суммарной погрешности по ГОСТ 6134-2007 (класс 1) [91].

5. Целесообразным является дальнейшая работа по усовершенствованию КП в части исследования и развития методики проектирования ЛНА с отрицательной закруткой, а также исследование возможностей уменьшения потерь в ЛНА.

4 ВЫДЕЛЕНИЕ ПОДВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В ОТДЕЛЬНЫЙ МОДУЛЬ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПРИ ЕЕ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОМ КОНСТРУИРОВАНИИ.

4.1 Исходные данные для расчета течения в подводящем устройстве центробежного насоса

Рассмотрим задачу выделения подводящего устройства центробежного насоса в отдельный модуль [96]. Задачу проектирования подвода можно определить, как задачу подвести рабочую жидкость к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями, обеспечив равномерную структуру потока на входе в рабочее колесо, и при этом геометрия подвода должна быть рациональной геометрической формы с минимально возможными массогабаритными параметрами и технологичной при изготовлении.

Моделью подвода насоса можно выбрать обычное гидравлическое сопротивление. Одной из составляющих потерь напора являются гидравлические потери на трение. Эти потери могут быть определены [97] при известной геометрии подвода. Величина этих потерь очень мала. Например, в насосе высокой быстроходности с подводом, который представляет собой радиально-осевой направляющий аппарат, и считается одной из сложных деталей, потери на трение оцениваются величиной до 1% общего уровня гидравлических потерь в насосе [98].

Аналогично потерям на трение в подводе можно пренебречь потерями, которые имеются вследствие диссипации механической энергии при движении вязкой жидкости (процесс перехода механической энергии жидкости в тепловую) [41]. Надо отметить, что в практике насосостроения отсутствует использование подводов с ощутимым протеканием этого процесса.

С учетом выше указанного, к насосам можно применить модель идеальной жидкости. Таким образом, задача расчета подвода сводится к определению его геометрии, которая при известной структуре потока во входном сечении обеспечит формирование требуемой структуры потока в его выходном сечении. Такая постановка вопроса требует решения пространственной задачи.

В прикладной гидроаэромеханике математическое моделирование пространственных течений идеальной несжимаемой жидкости является решаемой и хорошо отработанной задачей. Наиболее известные ее реализации в линейной и нелинейной постановке основаны на методе дискретных гидродинамических особенностей [99].

Рассмотрим возможность отказа от гипотезы о потенциальности течения во всей расчетной области. Отдельная задача – построение геометрической модели исследуемого объекта. Задачу переноса на наш объект исследования такой математической модели и создание ее программной реализации можно оценить как довольно сложную, но разрешимую. Для ее непосредственного решения необходимо правильно сформулировать граничные условия. Это в данном случае является специфической и достаточно сложной задачей. На твердых стенках – это типичные условия не протекания поверхности. Граничные условия во входном сечении подвода необходимо задавать из условия поступления рабочей жидкости во входное сечение подвода: из свободного пространства или из входного трубопровода. В первом случае поток можно считать не отличающимся от использованного в аэромеханике при задании на бесконечности константой.

Более существенным является тот факт, что имеет место функция распределения энергии и отдельных ее составляющих по сечению потока. Как правило, используются условия:

- энергия по сечению потока распределенная равномерно $E(\varphi, r)=const$;
- абсолютная скорость равняется ее расходной составляющей $V=V_m$;
- расходная составляющая по сечению распределена равномерно $V_m(\varphi, r)=const$.

Тогда в случае пренебрежения действием массовых сил, статическое давление по сечению также распределено равномерно $p(\varphi, r) = \text{const}$. Для рассматриваемой задачи применение данного подхода является излишне упрощенным, и приводит к значительным погрешностям при расчете. Более правомерным является задание функции распределения $V_m(r)$ в виде известного логарифмического профиля скоростей [41]: $V_m(\varphi) = \text{const}$; $V = V_m$ и $p(\varphi, r) = \text{const}$. В этом случае $E(\varphi) = \text{const}$, а $E(r)$ отслеживает распределение $V_m(r)$. Неравномерность распределения полной энергии потока по радиусу устраняется условием существования вращательного движения частиц жидкости с неравномерной угловой скоростью вдоль радиуса. В этом случае будет рассматриваться задача расчета в подводе пространственного вихревого течения идеальной жидкости.

Достаточно сложным является вопрос требования или определения структуры потока в выходном сечении подвода. Создание заранее определенной структуры потока, сформированной ПУ, и есть основной целью определения проектных задач и расчета подвода.

Рассмотрим общий случай существования в выходном сечении подвода неподвижной втулки и циркуляционного движения жидкости, момент скорости которого создается подводом. Приведенный диаметр, определяемый по формуле (1.13) запишем в виде

$$D_{i\bar{\delta}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\hat{a}\hat{\delta}}^2} = D_0 \sqrt{1 - \bar{d}_{\hat{a}\hat{\delta}}^2}, \quad (4.1)$$

где $\bar{d}_{\hat{a}\hat{\delta}} = \frac{d_{\hat{a}\hat{\delta}}}{D_0}$ – втулочное отношение.

Через подвод проходит расход Q и ним на выходе создается циркуляция скорости

$$\Gamma = 2\pi K, \quad (4.2)$$

где K – усредненный момент скорости потока, определяемый по формуле:

$$K = V_{\text{уср}} \cdot r_{\text{ср}}, \quad (4.3)$$

где $V_{\text{уср}}$ – усредненная по площади окружная составляющая абсолютной скорости,

$r_{\text{ср}}$ – средний радиус (формула (1.32))

Соответственно

$$Q = \pi R^2(1 - d_2)V_{\text{мср}}, \quad (4.4)$$

где $V_{\text{мср}}$ – усредненная по площади расходная составляющая абсолютной скорости.

По аналогии обозначим $V_{\text{Рср}}$ – усредненную по площади радиальную составляющую абсолютной скорости в выходном сечении подвода. Безразмерный коэффициент момента скорости потока, определяемый по формуле (1.12), запишем в виде

$$m = \frac{KD_{\text{вд}}}{Q} \quad (4.5)$$

Введенный С.С. Рудневым и примененным в [31] как коэффициент неравномерности скорости потока по некоторой координате x , который имеет вид:

$$S_x = \sqrt{\Delta V_x^2} \cdot \bar{V}_x^{-1}, \quad (4.6)$$

где \bar{V}_x – усредненная величина скорости по данной координате,

$$\Delta V_x = \bar{V}_x - V_x, \quad (4.7)$$

V_x – действительная величина скорости,

$\Delta \bar{V}_x^{-2}$ – среднеквадратичная величина неравномерности скорости по данной координате.

Для выходного сечения подвода координатой x может быть радиус r , окружная координата φ или площадь (усреднение по φ и r одновременно). В этом случае можно пользоваться понятиями коэффициента радиальной неравномерности составляющих абсолютной скорости:

$$\left. \begin{aligned} S_{mr} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{mr}^{-2} \cdot \bar{V}_{mr}^{-1}} \\ S_{ur} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{ur}^{-2} \cdot \bar{V}_{ur}^{-1}} \\ S_{Rr} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{Rr}^{-2} \cdot \bar{V}_{Rr}^{-1}} \end{aligned} \right\}, \quad (4.8)$$

и абсолютной скорости в целом,

$$S_r = \sqrt{\Delta \bar{V}_r^{-2} \cdot \bar{V}_r^{-1}} \quad (4.9)$$

Тогда коэффициент окружной неравномерности составляющих абсолютной скорости:

$$\left. \begin{aligned} S_{m\varphi} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{m\varphi}^{-2} \cdot \bar{V}_{m\varphi}^{-1}}, \\ S_{u\varphi} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{u\varphi}^{-2} \cdot \bar{V}_{u\varphi}^{-1}}, \\ S_{R\varphi} &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{R\varphi}^{-2} \cdot \bar{V}_{R\varphi}^{-1}} \end{aligned} \right\}, \quad (4.10)$$

и абсолютной скорости в целом

$$S_\varphi = \sqrt{\Delta \bar{V}_\varphi^{-2} \cdot \bar{V}_\varphi^{-1}} \quad (4.11)$$

Коэффициент неравномерности составляющих абсолютной скорости:

$$\left. \begin{aligned} S_m &= \sqrt{\Delta \bar{V}_{mcp}^{-2}} \cdot \bar{V}_m^{-1}, \\ S_u &= \sqrt{\Delta \bar{V}_u^{-2}} \cdot \bar{V}_{ucp}^{-1}, \\ S_R &= \sqrt{\Delta \bar{V}_R^{-2}} \cdot \bar{V}_{Rcp}^{-1} \end{aligned} \right\} , \quad (4.12)$$

и абсолютной скорости в целом

$$S = \sqrt{\Delta \bar{V}^{-2}} \cdot \bar{V}_{cp}^{-1} \quad (4.13)$$

Тогда очевидно

$$V_{cp} = \sqrt{V_{mcp}^2 + V_{ucp}^2 + V_{Rcp}^2} , \quad (4.14)$$

$$S = \sqrt{S_m^2 V_{mcp}^2 + S_u^2 V_{ucp}^2 + S_R^2 V_{Rcp}^2} \cdot V_{cp}^{-1} \quad (4.15)$$

и так далее.

Учитывая вышеизложенное, можно конкретизировать понятия требуемой структуры потока в выходном сечении подвода. К однозначным требованиям можно отнести отсутствие окружной неравномерности абсолютной скорости потока ($S_\varphi=0$), отсутствие радиальной неравномерности радиальной скорости потока ($S_{Rr}=0$), а также радиальных составляющих абсолютной скорости потока ($V_{Rcp}=0$). Более сложным является вопрос о радиальной неравномерности меридианной и окружной составляющих абсолютной скорости.

Установленным фактом [100] является формирование на выходе из подвода эпюры распределения $V_m(r)$ в виде логарифмического профиля скоростей, близкого к тому, о котором шла речь выше, относительно входного сечения

подвода. Принципиально важным моментом в данном случае является сохранение данной функции распределения $V_m(r)$ как для незакрученных, так и для закрученных потоков (с разной величиной m) в выходном сечении подводов.

При рассмотрении вопроса о радиальной неравномерности меридианной составляющей абсолютной скорости ставить задачу обеспечения подводом выполнения условия $V_m(r)=const$ нецелесообразно по двум причинам. Во-первых, изменение логарифмического распределения расходной скорости $V_m(r)$ возможно только путем искусственного уменьшения энергии потока в направлении от периферии к втулке, и на указанную величину изменения энергии возрастет уровень гидравлических потерь в подводке. Во-вторых, наличие логарифмического профиля скоростей $V_m(r)$ может быть учтено при профилировании рабочего колеса и к возникновению дополнительных потерь энергии в нем не приведет. С учетом сказанного внесем следующее уточнение:

$$S_{mr}^i = \sqrt{\Delta V_{mr}^2} \cdot V_{mcp}^{-1}, \quad (4.16)$$

$$\text{при этом } \Delta V_m = V_{mлог} - V_m, \quad (4.17)$$

где $V_{mлог}$ – скорость определена по логарифмическому закону $V_m(r)$,

V_m – действительная скорость на том же радиусе.

Считаем, что пульсации скорости $V_m(r)$ будут относительно равномерно распределены по ширине канала выходного сечения, поэтому можно пренебречь погрешностью вследствие замены величины \bar{V}_m на величину V_{mcp} . С учетом сделанного уточнения относительно S_{mr} можно считать требование $S_{mr}' = 0$ справедливым относительно качества сформированной подводом структуры потока на выходе.

Распределение $V_u(r)$ выглядит аналогично функции $V_m(r)$, причем изменение V_u по радиусу довольно существенно и не определяется только вязкостью (при потенциальном движении $V_u(r)=const$). Поэтому сразу определим необхо-

димось внесения в выражение для S_{ur} уточнений, аналогичных указанным для S_{mr} . В этом случае также необходима замена на выражение:

$$S_{ur}^i = \sqrt{\Delta \bar{V}_{ur}^2} \cdot V_{ucp}^{-1}, \quad (4.18)$$

где

$$\Delta V_{ur} = V_{uocред} - V_u, \quad (4.19)$$

$V_{uocред}$ берется на каждом радиусе по графику $V_{uocред} = f(r)$, который представляет собой функцию распределения $V_u(r)$. При сделанном уточнении к понятию нужной структуры потока на выходе из подвода прибавляется и последнее условие $S_{ur}^i = 0$.

Таким образом, общие требования к качеству структуры потока на выходе из подвода имеют вид $S^i = 0$ и $V_{Rcp} = 0$.

4.2 Уточнение критериального уравнения

В работе [31] критериальное уравнение (1.24) в предположении отсутствия радиальных составляющих абсолютной скорости записано в виде выражения для динамического напора в выходном сечении подвода:

$$H_{\dot{a}\dot{e}i} = \frac{V_{mcp}^2}{2g} \cdot (1 + \varphi^2 m^2) (1 + S^2) \quad (4.20)$$

где

$$\varphi = \pi(1 + \bar{d}_{\dot{a}\dot{o}}) \quad (4.21)$$

С учетом радиальных составляющих абсолютной скорости выражение (4.23) может быть записано в виде:

$$H_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} = \frac{V_{mcp}^2}{2g} \cdot (1 + \varphi^2 m^2) + (S')^2 \cdot \frac{V_{mcp}^2}{2g} \cdot (1 + \varphi^2 m^2) + \frac{V_{Rcp}^2}{2g} \quad (4.22)$$

Введем обозначение:

$$k_R = \frac{V_{Rcp}^2}{V_{mcp}^2 (1 + \varphi^2 m^2)} \quad (4.23)$$

Перепишем полученное выражение в виде:

$$H_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} = \frac{V_{mcp}^2}{2g} \cdot (1 + \varphi^2 m^2) + \left((S')^2 + k_R \right) \cdot \frac{V_{mcp}^2}{2g} \cdot (1 + \varphi^2 m^2) \quad (4.24)$$

В правой части этого выражения первый член определяет собою кинетическую энергию потока за подводом, которая полезно использована в насосе, второй – потери. Тогда:

$$\frac{H_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} - \left(\frac{V_{mcp}^2}{2g} \right) \cdot (1 + \varphi^2 m^2)}{\left(\frac{V_{mcp}^2}{2g} \right) \cdot (1 + \varphi^2 m^2)} = (S')^2 + k_R = \zeta_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}}, \quad (4.25)$$

где $\zeta_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}}$ – коэффициент потерь кинетической энергии в подводе.

Таким образом, с учетом сделанных допущений коэффициент потерь энергии в подводе:

$$\zeta = \zeta_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} + \zeta_{тр} + \zeta_{диссип} \quad (4.26)$$

Принимая во внимание, сказанное выше о том, что потерями на диссипацию механической энергии в подводе $\zeta_{диссип}$ и потерями на трение $\zeta_{тр}$ можно пренебречь, можно считать $\zeta = \zeta_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}}$. Этот коэффициент определяется в результате расчета пространственного течения идеальной жидкости в подводе.

Рассмотрим функцию распределения $V_u(r)$ в выходном сечении подвода. В общем случае в рассматриваемом сечении мы имеем вихревой поток, и поиск искомой функции должен вестись путем решения системы уравнений двухпараметрического вихревого потока идеальной жидкости, полученной И.С. Громека [100].

Задаем $V_r=0$ и принимаем течение осесимметричным, при этом воспользуемся уравнением однопараметрического вихревого потока:

$$\frac{dE(r)}{dr} = \frac{V_u(r)}{r} \cdot \frac{d(V_u(r) \cdot r)}{dr} + V_m \frac{dV_m(r)}{dr} \quad (4.27)$$

В данном уравнении три неизвестных, два из которых ($E(r)$ и $V_m(r)$) могут быть заданы вышеупомянутым образом.

Однако нужно отметить, что все вышеприведенное не распространяется на подводы, в которых соотношение величин m и $\bar{d}_{a\delta}$ приводит к образованию на втулке обратных токов [98, 101]. В этом случае уровень потерь в подводе возрастет в несколько раз [101]. Проектирование таких подводов не целесообразно.

4.3 Методика проектирования и расчета комбинированного подвода

Проектирование КП разделим на два этапа:

- проектирование кольцевой камеры;
- расчет и проектирование ЛНА

Первую часть нашего проектирования проводим по широко известным в насосостроении и отработанным методикам. В данной работе остановимся на расчете и проектировании ЛНА.

При проектировании ЛНА исходными данными будем считать заданное РК, т.е известными величинами являются d_{em} и D_0 , а также Q и n .

В расчете при проектировании необходимо учитывать реальные эпюры $V_{m1}=f(R)$ и $V_{u1}=f(R)$ на входе в лопастную систему рабочего колеса. Если не придерживаться выполнения этого условия, то расчет даст значительные погрешности в определении геометрии и установки лопастей ЛНА, которые существенно скажутся на энергетических качествах насоса в целом. Это обусловлено тем, что условия $V_m(R)=\text{const}$ и $(V_u R)_1=\text{const}$ не соблюдаются как в случае $m_1=0$, так и в случае $m_1 \neq 0$ [101, 102].

Приведенный диаметр входа в рабочее колесо, по С.С. Рудневу, равен

$$D_{np} = k_{ex} D_0 = k_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = D_0 \sqrt{1 - d_{em}^2} \quad (4.28)$$

Величина $k_{вх}$ вычислена С.С. Рудневым для случая обеспечения максимального КПД насоса. Вывод С.С. Руднева сделан для случая $V_1=V_{m1}$, где V_1 – абсолютная скорость потока на входе в рабочее колесо; V_{m1} – меридианная составляющая абсолютной скорости, величина которой равна:

$$V_{m1} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2} \quad (4.29)$$

При этом обеспечивается условие, что ее распределение во входной воронке колеса является равномерным ($V_{m1}=V_{mcp}$). Таким образом, вышеприведенный вывод сделан для случая отсутствия момента скорости на входе в рабочее колесо ($m_1=0$). Обозначим коэффициент, полученный Рудневым С.С. для данного случая как k_{ex0} . Согласно полученным результатам [72] $k_{ex0}=3,25$.

В работе [103] проведено обобщение способа выбора входного диаметра рабочего колеса для случая для случая, когда m_1 имеет произвольную величину и знак. Согласно полученному результату:

$$k_{\hat{a}\hat{o}} = k_{\hat{a}\hat{\partial}} \cdot k_{\hat{a}\hat{o}m}, \quad (4.30)$$

где

$$k_{\text{exm}} = \sqrt[3]{\frac{\pi m_1 + \sqrt{(3\pi m_1)^2 + 32}}{4\sqrt{2}}} \quad (4.31)$$

В выражении (4.31) K_{exm} представляет собой поправочный коэффициент, учитывающий влияние величины и знака момента скорости потока на входе в РК на оптимальную величину его приведенного диаметра. С учетом выражений (4.29) и (4.30) имеем:

$$V_{\text{mcp}} = V_{m1} = \frac{4Q}{\pi D_{\text{np}}^2} = \frac{4Q}{\pi k_{\text{ex}}^2} \sqrt[3]{\left(\frac{n}{Q}\right)^2} = \frac{4}{\pi k_{\text{ex}}^2} \sqrt[3]{Qn^2} \quad (4.32)$$

Наряду с V_{mcp} – осредненной величиной меридианной скорости, рассмотрим величину V_{ucp} – осредненным значением окружной составляющей абсолютной скорости потока во входной воронке рабочего колеса. Согласно [93] имеем:

$$V_{\text{ucp}} = \frac{K_1}{r_{\text{cp}}}, \quad (4.33)$$

где K_1 – определим из формулы момента скорости (4.5).

Тогда с учетом (4.28), (4.33) получаем:

$$\begin{aligned} V_{\text{ucp}} &= \frac{K_1}{r_{\text{cp}}} = \frac{m_1 Q}{r_{\text{cp}} D_{\text{np}}} = \frac{4m_1 Q}{D_{\text{np}} (D_1 + d_{\text{em}})} = \frac{4m_1 Q}{D_{\text{np}}^2} \sqrt{\frac{1 - \bar{d}_{\text{em}}}{1 + \bar{d}_{\text{em}}}} = \\ &= \frac{4m_1 Q}{k_{\text{ex}}^2} \sqrt{\frac{1 - \bar{d}_{\text{em}}}{1 + \bar{d}_{\text{em}}}} \sqrt[3]{\left(\frac{n}{Q}\right)^2} = \frac{4m_1}{k_{\text{ex}}^2} \sqrt{\frac{1 - \bar{d}_{\text{em}}}{1 + \bar{d}_{\text{em}}}} \sqrt[3]{Qn^2} \end{aligned} \quad (4.34)$$

На рис. 4.1 представлены реальные эпюры $V_{m1}=f(R)$ и $V_{u1}=f(R)$, полученные путем зондирования потока пятиточечным шаровым зондом [105], и подтвержденным работами в Ленинградском политехническом институте [101], ВНИНАЭН [102, 104], в СумГУ [106], а также результатами данных исследований (рис. 3.8).

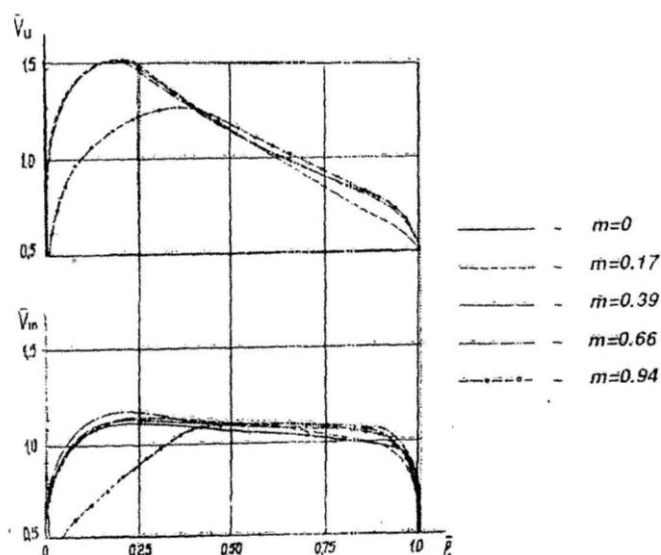


Рисунок 4.1 – Зависимость $V_{m1}=f(R)$ и $V_{u1}=f(R)$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_m &= V_{m1}/V_{m\bar{1}\bar{\delta}} \\ \bar{V}_u &= V_{u1}/V_{u\bar{1}\bar{\delta}} \\ \bar{l} &= (d - d_{\bar{a}\bar{\delta}})/(D_0 - d_{\bar{a}\bar{\delta}}) \end{aligned} \right\}, \quad (4.35)$$

Аппроксимация по методу наименьших квадратов кривых, представленных на рис. 4.1 дает систему уравнений, описывающих аналитически указанные графические зависимости с точностью до 5% [106]:

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{V}_m &= \sqrt{((-471.35/e^x) + 282.11x^2 - 164.85e^x - 296.81x + 636.68)} \\ \bar{V}_u &= \ln((-962.14/e^x) + 538.01x^2 - 290.06e^x - 648.35x + 12540.6) \end{aligned} \right. \quad (4.36)$$

где $x = \bar{l}$
 $e \approx 2,7$ – основание натурального логарифма;

Таким образом, используя уравнения (4.35) и (4.36) можем определить реальные составляющие абсолютной скорости V_{ml} и V_{ul} на входе в рабочее колесо.

На рис. 4.2 показана зависимость $\bar{d}_{\hat{a}\hat{\delta}}$ от момента скорости, представленная в [92].

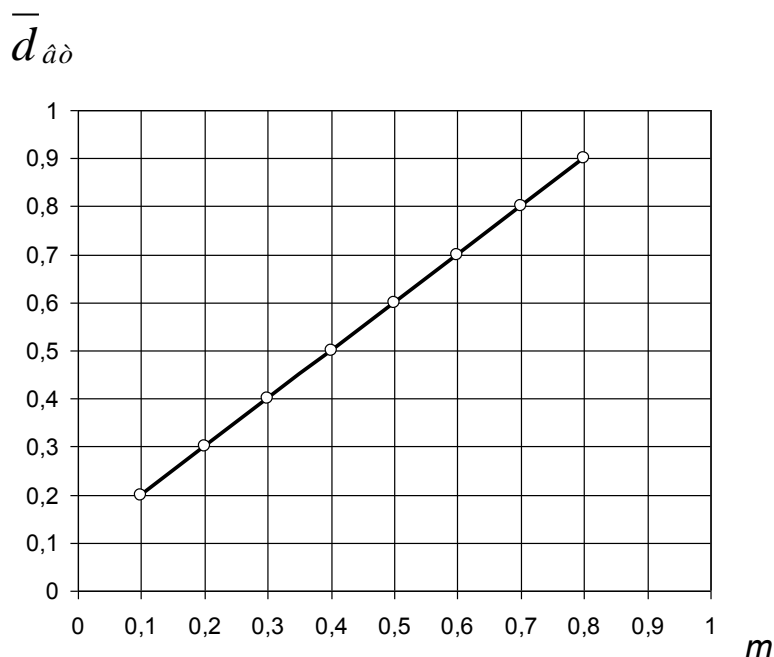


Рисунок 4.2 – Зависимость $\bar{d}_{\hat{a}\hat{\delta}} = f(m)$

Согласно представленной зависимости можно определить оптимальный момент скорости для конкретного колеса, для которого будет производиться расчет ПУ.

Таким образом, определив m_l , мы имеем все исходные данные для определения окружной V_{ul} и расходной V_{ml} составляющих абсолютной скорости, используя формулы (4.36).

Рассмотрим треугольник скоростей (рис.4.3).

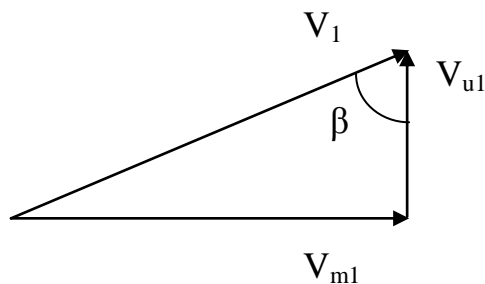


Рисунок 4.3 – Треугольник скоростей потока на входе в РК

При заданном моменте скорости абсолютная скорость V_1 является искомой скоростью натекания потока на входе в РК. А угол β является искомым углом установки лопасти ЛНА.

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{V_{m1}}{V_{u1}} \quad (4.37)$$

Все остальные размеры ЛНА определяются конструктивно.

4.4 Выводы

1. Сделано теоретическое обоснование выделения подводящего устройства центробежного насоса в отдельный модуль. Геометрия подвода должна быть рациональной геометрической формы с минимально возможными массогабаритными параметрами и технологичной при изготовлении. Задачу проектирования подвода необходимо определить, как задачу подвести рабочую жидкость к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями, обеспечив требуемую структуру потока на входе в рабочее колесо. Определены общие требования к качеству структуры потока на выходе из подвода.

2. Установлено, что граничные условия во входном и выходном сечениях подвода необходимо задавать с учетом реального распределения скоростей в них. До сих пор при расчетах принималось допущение об отсутствии радиальной неравномерности составных абсолютной скорости. Это приводит к значительным погрешностям расчета, которые существенно сказываются на

энергетических качествах насоса в целом. Более правомерным является задание функции распределения $V_m(r)$ в виде логарифмического профиля скоростей. Ставится задача расчета в подводе пространственного неоднородного вихревого течения идеальной жидкости. Решение этого вопроса позволит уменьшить погрешность проектных расчетов.

3. Выражение для динамического напора в выходном сечении подвода получено на базе уравнения Бернулли и в предположении отсутствия радиальных составляющих абсолютной скорости. Было уточнено данное выражение с учетом действия не только радиальных составляющих абсолютной скорости потока, но и радиальной неравномерности радиальной скорости потока.

4. Разработана методика проектирования и сформулированы практические рекомендации по применению комбинированных подводов в центробежных насосах. Проектирование КП необходимо разделить на две части. Проектирование собственно подвода (в дальнейшем ставить задачу создания его унифицированного ряда) и проектирование лопаточного направляющего аппарата, создающего наперед заданный момент скорости на входе в РК.

ВЫВОДЫ

1. В результате аналитического анализа гидродинамических и геометрических параметров подводных устройств ЦН установлено, что наряду с основной характеристикой подвода коэффициентом сопротивления ζ_0 большое значение имеют характеристики потока, сформированного подводом. Это, прежде всего средний момент скорости потока и распределение скоростей на входе в РК. Неравномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо приводит к дополнительным потерям в нем. Все вышеприведенные параметры подвода оказывают значительное влияние на всю совокупность эксплуатационных качеств насоса – энергетические и кавитационные, вибрационные и шумовые характеристики, надежность в работе и срок службы насоса в целом.

2. Предложен новый тип подвода – комбинированный подвод, на который получен патент Украины на полезную модель. КП состоит из базовой корпусной детали с кольцевой камерой и сменной детали в виде лопаточного направляющего аппарата. Такая конструкция позволяет формировать на входе в РК поток с малой неравномерностью за счет профилирования лопаток ЛНА для каждого колеса, оставляя при этом неизменной базовую корпусную деталь. Т.о. можно сказать, что КП выделен в отдельный блок, а это является еще одним шагом в развитии практики БМП. Конструкция КП дает возможность унифицировать корпусные детали ЦН при их проектировании и производстве. КП рекомендуется применить при эксплуатации насосов со сменными проточными частями, где в базовом корпусе устанавливают сменные ротора, обеспечивающие работу насоса в диапазоне от 0,5 до 1,2 $Q_{ном}$.

3. С помощью численного исследования потока на участке «выход из подвода – вход в РК» определено влияние гидродинамических параметров потока на характеристики насоса, что позволило определить предельные значения момента скорости потока на входе в РК в зависимости от втулочного отношения РК. При увеличении коэффициента момента скорости потока на

входе в РК с 0,46 (оптимальная величина) до 0,67 и увеличении коэффициента неравномерности потока на 1%, КПД уменьшился на 1,7%. Таким образом, для каждого втулочного отношения РК существует предельная величина момента скорости, выше которой происходит нарушение радиального равновесия потока и появляется обратное течение в привтулочной области. Также выявлено, что установка ЛНА приводит к увеличению гидравлических потерь в подводе (на 10 – 15%), однако на конечные показатели (напор и КПД) заметного влияния не оказывает. Видимо проигрыш в η_a компенсируется улучшением равномерности потока на входе в РК, а также повышением кавитационных качеств РК. В связи с этим, при конструировании ЛНА необходимо учитывать не только требуемый расчетный момент скорости, но и неравномерность структуры потока, сформированной на выходе из ПУ, а также найти пути снижения гидравлических потерь в ЛНА, так как эти показатели оказывают существенное влияние на работу РК, а значит и на ПЧ в целом.

4. В результате проведенного физического эксперимента проверена выбранная методика исследования, методика расчета ЛНА комбинированного подвода, получены энергетические и вибрационные характеристики насоса, а также определено, что:

- применение КП позволяет снизить уровень вибрации подшипниковых опор насоса от 27 до 31%, что позволяет повысить надежность работы насоса при эксплуатации и увеличить ресурс работы насоса до капремонта;
- расстояние между кромками лопаток ЛНА и лопастями РК влияет на характеристики ЦН. Увеличение расстояния между кромками лопаток ЛПА и лопастями РК на 5 мм приводит к уменьшению момента скорости потока на входе в РК, тем самым напор насоса увеличивается на 1,5%. Это свойство можно применить при доводке параметров ЦН, как например, подрезку РК.

5. Получена аналитическая зависимость, описывающая взаимосвязь между критериями рабочего процесса ВЦН с учетом параметров трехмерного

потока, которая позволяет более точно определить параметры ПУ ЦН во время его проектирования.

6. Разработана методика проектирования комбинированных подводов и даны практические рекомендации по применению их в ЦН.

7. Результаты диссертационного исследования внедрены на производстве АО «Сумский завод «Насосэнергомаш», в научно-исследовательском институте АО ВНИИАЭН и в учебном процессе СумГУ.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
ПАТЕНТ НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 54841

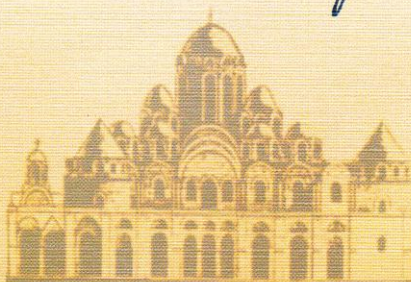
БОКОВИЙ ПІДВІД ТУРБОМАШИНИ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.11.2010.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



(11) **54841**(19) **UA**(51) МПК (2009)
F04D 7/00(21) Номер заявки: **u 2010 06392**(22) Дата подання заявки: **25.05.2010**(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.11.2010**(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **25.11.2010, Бюл. № 22**

(72) Винахідники:

Карапузова Марина Володимирівна, UA, Євтушенко Анатолій Олександрович, UA, Панченко Віталій Олександрович, UA, Лугова Світлана Олегівна, UA, Косяненко Олександр Семенович, UA

(73) Власники:

Карапузова Марина Володимирівна, вул. Леваневського, 12, кв. 36, м. Суми, 40004, UA, Євтушенко Анатолій Олександрович, вул. Ковпака, 17, кв. 96, м. Суми, 40031, UA, Панченко Віталій Олександрович, вул. Привокзальна, 9, кв. 4, м. Суми, 40003, UA, Лугова Світлана Олегівна, вул. Римського- Корсакова, 8, кв. 88, м. Суми, 40007, UA, Косяненко Олександр Семенович, вул. Харківська, 58, блок Г, кв. 84, м. Суми, 40007, UA

(54) Назва корисної моделі:

БОКОВИЙ ПІДВІД ТУРБОМАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Боковий підвід турбомашин, що містить підвідний радіальний канал, відвідний осьовий конфузور, обмежений периферійною і втулковою поверхнями, і розташовану між ними камеру з внутрішньою поверхнею, яка сполучена з осьовим конфузором, який відрізняється тим, що в осьовому конфузорі встановлено лопатевий напрямний апарат, лопаті якого мають просторову кривизну, крім того, камера виконана спіральною або кільцевою.



УКРАЇНА

 (19) UA (11) 54841 (13) U
 (51) МПК (2009)
 F04D 7/00

 МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
 І НАУКИ УКРАЇНИ

 ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ

ОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

 видається під
 відповідальність
 власника
 патенту

(54) БОКОВИЙ ПІДВІД ТУРБОМАШИНИ

1

(21) u201006392
 (22) 25.05.2010
 (24) 25.11.2010
 (46) 25.11.2010, Бюл. № 22, 2010 р.
 (72) КАРАПУЗОВА МАРИНА ВОЛОДИМИРІВНА,
 ЄВТУШЕНКО АНАТОЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ,
 ПАНЧЕНКО ВІТАЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ, ЛУГОВА
 СВІТЛАНА ОЛЕГІВНА, КОСЯНЕНКО ОЛЕКСАНДР
 СЕМЕНОВИЧ
 (73) КАРАПУЗОВА МАРИНА ВОЛОДИМИРІВНА,
 ЄВТУШЕНКО АНАТОЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ,
 ПАНЧЕНКО ВІТАЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ, ЛУГОВА

2

СВІТЛАНА ОЛЕГІВНА, КОСЯНЕНКО ОЛЕКСАНДР
 СЕМЕНОВИЧ
 (57) Боковий підвід турбомашин, що містить підві-
 дний радіальний канал, відвідний осьовий конфу-
 зор, обмежений периферійною і втулковою повер-
 хнями, і розташовану між ними камеру з
 внутрішньою поверхнею, яка сполучена з осьовим
 конфузором, який відрізняється тим, що в осьо-
 вому конфузорі встановлено лопатевий напрям-
 ний апарат, лопаті якого мають просторову кривиз-
 ну, крім того, камера виконана спіральною або
 кільцевою.

Корисна модель відноситься до області тур-
 бомашинобудування і може бути використана при
 конструюванні бокових підводів насосів.

Відомий боковий підвід турбомашини, що міс-
 тить в собі підвідний радіальний канал, відвідний
 осьовий конфузор, обмежений периферійною і
 втулковою поверхнями, і розташовану між ними
 спіральну камеру з внутрішньою поверхнею, яка
 сполучена з осьовим конфузором, в якому встано-
 влено язик. Дане технічне рішення є за технічною
 сутністю найбільш близьким до запропонованого і,
 тому обрано нами у якості прототипу (а.с. ССРСР,
 №966315, публ. 15. 10. 82, бюл. №38).

Недоліком зазначеної конструкції полягають у
 тому, що конструкція не забезпечує вісесиметрич-
 ності потоку на виході з підводу, оскільки момент
 швидкості потоку на різних радіусах та в різних
 радіальних перетинах осьового конфузора має
 різне за величиною значення. Крім того, ця кон-
 струкція є складна в виготовленні.

В основу корисної моделі покладена задача
 підвищити економічність насоса, шляхом вдоско-
 налення конструкції бокового підводу турбомашин,
 що покращить структуру потоку на виході з підводу
 за рахунок вирівнювання моменту швидкості пото-
 ку і зменшення гідравлічних втрат і, крім того, по-
 ліпшується технологічність виготовлення виробу.

Поставлена задача досягається тим, що боко-
 вий підвід турбомашин, що містить в собі підвідний
 радіальний канал, відвідний осьовий конфузор,
 обмежений периферійною і втулковою поверхня-

ми, і розташовану між ними спіральну камеру з
 внутрішньою поверхнею, яка сполучена з осьовим
 конфузором, згідно корисної моделі в осьовому
 конфузорі встановлено лопатевий напрямний апа-
 рат, лопаті якого мають просторову кривизну, крім
 того камера виконана спіральною або кільцевою.

Використання бокового підводу турбомашини
 з усіма істотними ознаками, виключаючи відмінні,
 дозволяє підвищити економічність насоса за раху-
 нок покращення структури потоку, а отже, змен-
 шення гідравлічних втрат при протіканні рідини
 через підвід.

На кресленні (Фіг.) подано розріз бокового під-
 воду турбомашини.

Боковий підвід турбомашини містить підвідний
 радіальний канал 1, відвідний осьовий конфузор 2,
 обмежений периферійною та втулковою поверх-
 нями 3 і 4 відповідно, і розташовану між ними спі-
 ральну або кільцеву камеру 5 з внутрішньою пове-
 рхнею 6, що переходить в осьовий конфузор 2. В
 осьовому конфузорі 2 встановлено лопатевий на-
 прямний апарат 7, лопаті 8 якого мають просторо-
 ву кривизну.

Боковий підвід турбомашини працює наступ-
 ним чином.

Потік подають через підвідний радіальний ка-
 нал 1 в спіральну або кільцеву камеру 5 і далі в
 відвідний осьовий конфузор 2, при цьому забезпе-
 чується умова збереження рівності моменту швид-
 кості потоку на будь-якому радіусі у кожному пере-
 тині осьового конфузора, завдяки встановленому у

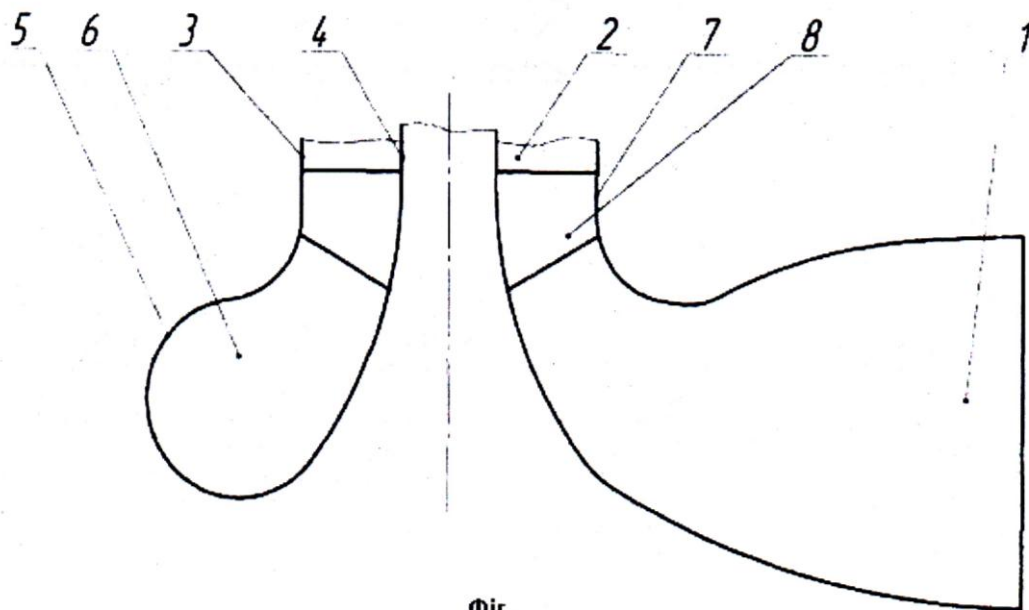
3

54841

4

осьовому конфузори 2 лопатевому напрямному апарату 7, лопаті 8 якого мають просторову кривизну, за рахунок чого відбувається вирівнювання моменту швидкості і покращується структура потоку на виході з бокового підводу.

Використання запропонованого підводу дозволяє отримати технологічну конструкцію з високими економічними показниками за рахунок покращення структури потоку на виході з підводу.



Фіг.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
АКТ ВНЕДРЕНИЯ



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

Кушко В.А.

2012 г.

А К Т

впровадження матеріалу кандидатської дисертації
аспіранта кафедри «Прикладної гідро аеромеханіки»

Сумського державного університету
Карапузової Марини Володимирівни.

Даним Актом засвідчується, що результати виконаної дисертаційної роботи Карапузової Марини Володимирівни включені в бізнес-план для впровадження в проектну документацію агрегатів електронасосних АД 400-900 та АД 600-870.

Роботу комбінованого підводу, було випробувано на серійному насосі ДНм 2500-230. Лопатевий направляючий апарат було виготовлено з використанням науково-методичних рекомендацій по проектуванню комбінованих підводів, отриманих Карапузовою М.В. при виконанні кандидатської дисертації. Таким чином, підтверджено, що використання комбінованих підводів в відцентрових насосах є доцільним, враховуючи покращення енергетичних та вібраційних характеристик насоса, а також підвищення технологічності виготовлення підводів відцентрового насоса.

Директор НТЦ - генеральний конструктор

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

к.т.н. Руденко А.А.

ПРИЛОЖЕНИЕ В АКТ ВНЕДРЕНИЯ



А К Т

впровадження матеріалу кандидатської дисертації
аспіранта кафедри «Прикладної гідроаеромеханіки»
Сумського державного університету
Карапузової Марини Володимирівни.

Даним Актом засвідчується, що результати виконаної дисертаційної роботи Карапузової Марини Володимирівни включені в бізнес-план для впровадження в проектну документацію агрегатів електронасосних ЦНА 2000-40 науково-методичних рекомендацій по проектуванню комбінованих підводів, отриманих Карапузовою М.В. при виконанні кандидатської дисертації.

Використання комбінованих підводів в відцентрових насосах є доцільним, враховуючи підвищення рівня уніфікації підвідних пристроїв відцентрового насоса, підвищення технологічності їх виготовлення, а також покращення енергетичних та вібраційних характеристик насоса.

Заступник директора –
генеральний конструктор
АТ «ВНДІАЕН»

Лясін О.Ф.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
АКТ ВНЕДРЕНИЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
Сумського державного університету
"_____ " _____ к.т.н. Карпуша В.Д.
2012 р.



АКТ
впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
Карапузової Марини Володимирівни

м. Суми

«___» _____ 2012 р.

Даний акт складено про те, що наукові результати та рекомендації отримані в дисертаційній роботі Карапузової М.В. «Гідродинамічні особливості конструювання комбінованого підвода відцентрового насоса», впроваджені в навчальний процес факультету «Технічних систем та енергоефективних технологій» шляхом включення в програму дисциплін «Теорія турбомашин» та «Гідравлічні машини і передачі» окремого розділу «Комбіновані підводи відцентрових насосів», дисциплін, які викладаються для студентів спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика» (денна та заочна форми навчання).

Декан факультету
технічних систем та
енергоефективних технологій



О.Г. Гусак

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евтушенко А.А. Законы развития технических систем применительно к насосостроению / А.А. Евтушенко // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96», т.1, Сумы: ИПП "Мрія-1" ЛТД, 1996.- С.68-75.
2. Евтушенко А.А. Научно-техническое обеспечение новой концепции развития насосостроения в Украине / А.А. Евтушенко // Праці Міжнар.наук.-техн. конф. “Прогресивна техніка, технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва”. – К. : НТУУ “КПІ”: Машиностроение – 1998. – Т. III. – С. 244 - 248.
3. Евтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения / А.А. Евтушенко // Труды Междунар. научно-техн. конф. “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования” – Харьков: ИПМАН НАН Украины. – 1997 – С. 477-480.
4. Яхненко С.М. Гідродинамічні аспекти блочно-модульного конструювання динамічних насосів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / С.М. Яхненко. – Суми, 2003. – 20 с.
5. Алексенко О.В. Розробка методів розрахунку та дослідження робочого процесу лопатевих насосів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / О.В. Алексенко. – Суми, 2006. – 20 с.
6. Яременко О.В. Состояние и перспективы унификации динамических насосов / О.В. Яременко, В.И. Федосова // – М.: ЦИНТИхимнефтемаша, 1989. – 48 [2] с. – (Насосостроение. – Серия ХМ-4).
7. Евтушенко А.А. Результаты определения характеристики рабочего колеса как самостоятельного элемента центробежного насоса / А.А. Евтушенко, М.В. Карапузова, А.В. Неня // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : Вид-во ВДАУ. – 2007. – № 2 (16). – С. 40 - 43.

8. Євтушенко А.О. Вплив структури течії між основними елементами проточної частини на показники якості лопатевого насосу / А.О. Євтушенко, М.В. Карапузова, А.В. Неня // Вісник СумДУ. – 2007. – Серія Технічні науки №1. – С. 28-34.

9. Вертячих О.В. Гідродинамічні аспекти блочно-модульного конструювання проточних частин насосів гідродинамічного принципу дії на ділянці «вихід з робочого колеса – вхід у відвід» / О.В. Вертячих, М.В. Карапузова, А.В. Неня, В.Г. Неня // Вісник Національного технічного університету України «КПІ» / К.: НТУУ «КПІ»: Машиностроение – 2007. – № 54. – С. 256 - 264.

10. Євтушенко А.О. Структура течії на ділянці «вихід з підводу – вхід в робоче колесо» та її вплив на показники якості проточної частини насосу / А.О. Євтушенко, М.В. Карапузова, А.В. Неня // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету.- Суми: Вид-во СумДУ, 2005. – С.205.

11. Евтушенко А.А. Развитие работ по совершенствованию боковых подводов турбомашин / А.А. Евтушенко, М.В. Карапузова, С.О. Луговая // сборник научных трудов 6-й Международной научно-технической конференции. – СПб : Изд-во Политехн. Ун-та. – 2010. – С. 56-57.

12. Карапузова М.В. Исследование структуры течения в боковых подводах гидромашин и некоторые рекомендации по их проектированию / Карапузова М.В., Луговая С.О., Твердохлеб И.Б. // Теория и практика насосов и компрессоростроения: монография / под ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – С. 209-217.

13. Евтушенко А.А. Применение комбинированных подводов в динамических насосах – перспективный путь улучшения технико-экономических показателей / А.А. Евтушенко, М.В. Карапузова, М.В. Найда // матеріали Всеукраїнської міжвузівської конференції (Суми, 19-23 квітня 2010 року). Частина III : Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2010. – С. 25-26.

14. Евтушенко А.А. Применение комбинированных подводов – перспективный путь совершенствования динамических насосов / А.А. Евтушенко, М.В. Карапузова // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів и студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій: у трьох частинах, м. Суми, 18-22 квітня 2011 р. / редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2011. ЧЗ. – С.109.

15. Патент на корисну модель № 54841 Україна, МПК F04D 7/00. Боквиий підвід турбомашини / М.В. Карапузова, А.О. Євтушенко, С.О. Луговая, В.О. Панченко, А.С. Косяненко (Україна). – № u 2010 06392; заявл. 25.05.10; опубл. 25.11.10, Бюл. № 22.

16. Евтушенко А.А. О возможности унификации входных крышек центробежных многоступенчатых насосов / А.А. Евтушенко, М.В. Карапузова // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – С. 324-330.

17. Карапузова М.В. Актуальность и пути дальнейших исследований подводящих устройств динамических насосов. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2010 г. – №6/7 (48) – С.16 – 19.

18. Ржебаев Э.Э. Питательные насосы для АЭС / Э.Е. Ржебаев, В.М. Жуков, А. А. Евтушенко // Теплоэнергетика. – Г. : ВИНИТЬ, 1977. – №12. – С. 27 – 35.

19. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М: Машиностроение, 1977. – 288с.

20. Степанов А.И. Цетробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского] ; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.

21. Руднев С.С. Некоторые соображения по работе лопастного насоса с регулированием на вход (отчет). Инв. № Нс775, ВИКМ, М., 1961.
22. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин А.А. ; [изд. второе, перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
23. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах / А.С. Шапиро. – М. : МГПУ, 2004. – 280 с.
24. Бирюков А.И. Исследование кольцевого подвода циркуляционного насоса : дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. : спец. 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» / А.И. Бирюков. – Москва, 1977. – 188 с.
25. Бурлака В.Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на напорную и энергетическую характеристики осевого насоса / В.Б. Бурлака. А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Вестник НТУУ «КПИ» : Машиностроение, Т. 1. № 36. – Сумы, изд-во Ризоцентр, - 1999. С. 226-233.
26. Бурлака В.Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на местоположение оптимального режима работы лопастного насоса / В.Б. Бурлака. А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Вестник НТУУ «КПИ» : Машиностроение, Т. 2. № 38. – Сумы, изд-во Ризоцентр, - 2000. С. 243-248.
27. Бурлака В.Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на антикавитационные качества осевого насоса / В.Б. Бурлака. А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Вестник НТУУ «КПИ» : Машиностроение, Т. 1. № 35. – Сумы, изд-во Ризоцентр, - 1999. С. 192-197.
28. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. [Текст] : научное издание / Г. С. Самойлович. - М. : Машиностроение, 1975. - 288 с.
29. Айзенштейн М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М.Д. Айзенштейн. – Москва, ГНТИ Нефтяной и горно-топливной л-ры, 1957. – 363 с.

30. Вертячих А.В. Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характеристики лопастных насосов повышенной быстроходности / А.В. Вертячих, А.А. Стеценко, С.И. Шкарбуль // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. Теория, расчет, конструирование : Тематический сб. науч. тр. / под ред. И.А. Ковалева. – К.: ИСИО, 1964. – С. 128-141.

31. Вертячих А.В. Исследование и разработка малогабаритных боковых подводов с малой неравномерностью и требуемым моментом скорости для лопастных насосов : дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. : спец. 05.04.13 «Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники» / А.В. Вертячих. – Сумы, 1981. – 289 с.

32. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : в 2 т. / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1990. – 728 с.

33. Каминер А.А. Гидромеханика в инженерной практике / А.А. Каминер, О.М. Яхно. – К. : Техніка, 1987. – 175 с.

34. Раухман Б.С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решеток профилей на осесимметричной поверхности в слое переменной толщины / Б.С. Раухман // Изд. АН СССР, МЖГ. – 1971. – № 1. – С. 83–89.

35. Дорфман А.Ш. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков гидромашин / А.Ш. Дорфман, М.М. Назарчук, Н.И. Польский, М.И. Сайковский – Киев: Изд-во АН СССР, - 1960. – 188 с.

36. Жарковский А.А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования : автореф. дис. на соиск. научн. степ. доктора техн. наук : 05.04.13 «Гидравлические машины. Гидропневмоагрегаты» / А.А. Жарковский. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с.

37. Шкарбуль С.Н. Гидродинамика потока в рабочих колесах центробежных турбомашин / С.Н. Шкарбуль, А.А. Жарковский // СПб. : СПбГТУ, 1996. – 356с.
38. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Сквозная технология проектирования лопаточных машин / Д. Хитрых // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2007. – № 6. – С. 31 - 37.
39. Ф. Менгер. Аэродинамическое проектирование конструкции планера на основе CFD - технологий / Менгер Ф., Лантри Р. // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2005. – №1. – С. 12 – 14.
40. Рояк М.Э. Сеточные методы решения краевых задач математической физики : учеб. пособие / Рояк М.Э., Соловейчик Ю.Г., Шурина Э.П. – Новосибирск : НГТУ, 1998. – 120 с.
41. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов / Л.Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987 – 840 с.
42. Сёмин Д.А. Математическое введение в механику жидкости и газа : учебн. пособие / Д.А. Сёмин. – Луганск: Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля, 2008. – 127 [5] с.
43. Прогнозирование характеристик и проектирование погружных электроцентробежных насосов с использованием САПР ЦН / [Жарковский А.А., Казаков Р.И., Плешанов В.Л., Умов В.А.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2001. – № 5. – С. 20–22.
44. Оболонская Е.М. Инженерная методика проектировочного расчета центробежных компрессоров / Оболонская Е.М., Оганесян А.В., Ярославцев С.В. : труды международной конференции «СИНТ'01» (Воронеж, 1999 г.) / Воронеж : Воронежский ГТУ, 1999. – С. 75 – 77.
45. Галеркин Ю.Б. Применение современных методов оптимального проектирования при разработке нового поколения модельных ступеней центробежных компрессоров / Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – № 11. – С. 36–40.

46. Кочевский А.Н. Современный поход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумДУ – 2003. – №13 (59). – С. 178–187.
47. M. Zangeneh. Advanced design software for pumps / M. Zangeneh // WorldPumps. – 2007. – June. – С. 28–31.
48. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [A.N. Kochevsky, S.N. Kozlov, K.M. Aye, A.Y. Schelyaev, V. N. Konshin] // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.
49. F. Shi. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage / F. Shi, H. Tsukamoto // Journal of Fluids Engineering. – 2001. – № 3. – Vol. 123. – 2001. – P. 466–474.
50. Shung Kang. Numerical simulation and theoretical analysis of the 3d viscous flow in centrifugal impellers / Shung Kang, Charles Hirsch // Task Quarterly. – 2001. – № 4. – P. 433–458.
51. J.F. Gulich. Centrifugal Pumps / J.F. Gulich. – [second edition]. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010 – 957 p.
52. Van den Braembussche, R.A. Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps. In Design and Analysis of High Speed Pumps (pp. 12-1 – 12-26). Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12. Neuilly-sur-Seine, France: RTO., 2006 Available from: <http://www.rto.nato.int/abstracts.asp>.
53. Давиденко А. К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 1 / А.К. Давиденко, С. Д. Косторной // Вестник СумГУ. – Сумы – 1996. – № 2. – С. 41–46.
54. Давиденко А. К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 2 / А.К. Давиденко, С. Д. Косторной // Вестник СумГУ. – Сумы. – 1998. – № 2. – С. 23–28.

55. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред / О.М. Белоцерковский. – М. : Наука, 1984. – 519 с.
56. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флетчер ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1991. Т.1. – 1991. – 504 с.
57. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флетчер ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1991. Т.2. – 1991. – 552 с.
58. П. Роуч. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1980. – 616 с.
59. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник [для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизики»] / Б.Т. Емцев. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.
60. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка: навчальний посібник / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ : Видавництво Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2002. – 170 с.
61. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2005. – № 1. – С. 9–11.
62. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений [учеб. пособие] / И. А. Белов, С. А. Исаев; Балт. гос. техн. ун-т; СПб., 2001. – 108 с.
63. Гершуни Г.З. Устойчивость конвективных течений. // Г.З. Гершуни, Е.М. Жуховицкий, А.А. Непомнящий. – М.: Наука, 1989. – 320 с.
64. Wilcox D.C. Multiscale Model for Turbulent Flow / D.C. Wilcox // AIAA Journal. – 1998. – №11, v. 26. – P. 1311-1320.
65. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B.E. Launder, D. B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – 1974. – P. 269–289.
66. Menter F.R. Two-Equation Eddy- Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – No. 8, Vol. 32. – p. 1598 - 1605.

67. Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter, T. Esch // CFX Update. –2001. – No. 20. – P. 4 - 5.

68. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1. Моделирование течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса / [Елин А.В., Кочевский А.Н., Коньшин В.Н., Ольштынский П.Л., Луговая С.О., Щеляев А.Е.] // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 1 (36). – С. 20–24.

69. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Моделирование течения насосе двустороннего входа / [Елин А.В., Кочевский А.Н., Луговая С.О., Коньшин В.Н.] // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 4(39) – 5(40). – С. 54–58.

70. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. Моделирование течения воздуха в рабочем колесе центробежного насоса / [Елин А.В., Кочевский А.Н., Луговая С.О., Щеляев А.Е.] // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 2 (37). – С. 18–21.

71. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ВНИИАЭН. Моделирование течения в шнекоцентробежной ступени / [Елин А.В., Сушко С.В., Кочевский А.Н., Коньшин В.Н.] // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 6(41). – С. 38–41.

72. А.Н. Кочевский. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью программного продукта FLOWVISION / А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 2 (61). – С. 25 - 36. – (Технічні науки).

73. Н.И. Волков. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX / Н.И. Волков, А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2005. – № 12 (84). – С. 7 - 14. – (Технічні науки).

74. А.Н. Кочевский. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов / А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 13 (72). – С. 5 - 20. – (Технічні науки).
75. Колисниченко Э.В. Возможность и перспективы изучения рабочего процесса насосов, перекачивающих гидросмеси, с помощью данных расчетного эксперимента / Колісниченко Э.В., Кочевский А.Н., Неня В.Г. // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2005.- № 12 (84). - С. 71 - 77. (Технічні науки).
76. Овсянников Б.В. Моделирование и оптимизация характеристик высокооборотных насосных агрегатов / Б.В. Овсянников, Н.С. Яловой. – М. : Машиностроение, 1992. – 256 с.
77. Яловой Н.С. Комплексное проектирование центробежных насосов // Химическое и нефтегазовое машиностроение, 1999. – № 12. – С. 38 – 39.
78. Горгиджян С.А. Определение параметров потока на входе в колесо многоступенчатого центробежного насоса при гидравлическом торможении // Лопастные насосы [под ред. Л.Л. Грянко и А.Н. Папира]. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1975. – С. 50-56.
79. Евтушенко А.А. Использование циркуляционных потоков для улучшения массогабаритных показателей лопастных насосов / А.А. Евтушенко [редкол. : Ю.М. Мацевитий (відп. ред) та ін.] // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: зб. наук. праць : – Харків : ІПМаш НАН України. – 2000. – С. 428 - 433.
80. Евтушенко А.А. Задача создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: праці ІІ Республіканської науково-технічної конференції – Черкаси : ЧІТІ. – 1998. – С. 45 - 50.
81. Евтушенко А.А. Математические модели для создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко,

В.Г. Неня // Физико-технические и технологические приложения математического моделирования : сб. научн. тр. НАН Украины, Ин-т математики. – К, 1998. – С. 93 - 96.

82. Баранова І.В. Вибір початкових даних для розрахунку обтікання елементів проточної частини гідромашин просторовим потоком / Баранова І.В., Євтушенко А.О., Неня В.Г. // Весник НТУУ “КПІ” : : Суми, Ризоцентр, 2000. – Т. 2, Вып. 38. – С. 3 - 7. – (Машиностроение).

83. Алексенко О.В. Расчетный эксперимент при обработке проточных частей турбомашин – состояние и перспективы развития / Алексенко О.В., Кочевский А.Н., Неня В.Г. // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 13 (72). – С. 29 - 33. – (Технічні науки).

84. Евтушенко А.А. Оптимизация геометрии проточной части насосной ступени с использованием результатов расчетного эксперимента / Евтушенко А.А., Луговая С.О., Неня А.В. // Вестник Восточнoукраинского национального университета им. В.Даля, Луганск. – 2007. – № 3 (109), ч. 2. – С. 174 - 180.

85. Василенко Л.А. Исследование прямоосных спиральных подводов лопастных насосов : дисс. на соскание уч. степени канд. техн. наук. : спец. 05.04.13 «Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники» / Л.А. Василенко. – Сумы, 1980. – 209 с.

86. Василенко Л.А. Исследование и разработка методики расчета боковых подводов 1-й ступени центробежных насосов $C_{кр}=1600$, $n_s=100-120$ / Л.А. Василенко // Отчет № 279, ВНИИАЭН. – Сумы, 1974. – 227 с.

87. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / Михайлов А.К., Малюшенко В.В. – Москва, «Машиностроение», 1971. – 304 с.

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

89. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
90. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
91. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999). – [Действителен от 2008-06-01]. – М.: Стандартиформ 2008. – 94 с. (Межгосударственный стандарт).
92. Бурлака В.Б. Определение втулочного отношения на входе рабочего колеса насоса высокой быстроходности / В.Б. Бурлака, А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: :36. наук, праць / Редкол. - Ю.М. Мацевитий (відп. ред.) та ін. - Харків: ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України, 2000 – С. 464-470.
93. Евтушенко А.А. Определение режима течения во входной воронке рабочего колеса лопастного насоса на стадии его проектирования / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вісник СумДУ Технічні науки – Вип. 19, 2000. – С.68-71.
94. Расходомер-счетчик ультразвуковой портативный УРСВ «ВЗЛЕТ ПР». Паспорт В59.00 – 00.00 ПС. – ЗАО «Взлет», 2001. – 24 с.
95. Яременко О.В. Испытания насосов / О.В. Яременко – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с. – (Справочное пособие).
96. А.А. Евтушенко. Определение и реализация перспективных направлений развития гидродинамических насосных агрегатов / А.А. Евтушенко // Научно-техническое обеспечение новой концепции развития насосостроения в Украине : тезисы докладов научно-техн. конф. “Гидроаэромеханика в инженерной практике”. – К. : НТУУ “КПИ”, 1996. – С. 13 - 14.
97. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975, 559 с.

98. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности. Автореферат, дис. канд.техн.наук. Сумы, СумГУ, 1997, 23 с.

99. Белоцерковский С.М., Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей / С.М. Белоцерковский, А.С. Гиневский // М.: Физ.мат.лит, 1995, 368 с.

100. Громека И.С. Собрание сочинений // М.: Из-во АН СССР, 1952, 296 с.

101. Евтушенко А.А. Характер распределения меридианных скоростей на выходе из подводящих устройств насосов с проходным валом. / А.А. Евтушенко, С.Г. Сапунов // Гидродинамика больших скоростей.- Красноярск: КПИ, 1982.- С.101-108.

102. Евтушенко А.А. Исследование и разработка методики проектирования диагональных рабочих колес повышенной быстроходности ГУН: Диссертация кандидата технических наук - Сумы, 1980 - 245с.

103. Бурлака В.Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на напорную и энергетические характеристики осевого насоса / В.Б. Бурлака, А.А. Евтушенко, А.Г. Гусак // Вестник НТУУ КПИ Машиностроение,- Вып. 36, 1999 – С. 226-233.

104. Вертячих А.В. Входной регулирующий аппарат для аэро- и гидродинамических исследований элементов проточной части турбомашин / А.В. Вертячих, А.А. Евтушенко, А.И. Швиндин. // Депонированные рукописи, №7 /105, 1980. – С. 102.

105. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении // Л.: Машиностроение, 1974. – 480 с.

106. Федотова Н.А. Экспериментальное исследование влияния втулочного отношения на структуру потока за направляющим аппаратом и рабочим колесом в осевом насосе // Материалы научн.-техн. конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов инженерного факультета - Сумы СумГУ, 2001. вып. 3 – С. 254.