

Сумский государственный университет

на правах рукописи

Федотова Наталья Анатольевна

УДК 621.65

**ВЗАИМОСВЯЗЬ ФОРМЫ МЕРИДИАННОЙ ПРОЕКЦИИ
РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЛОПАСТНОГО НАСОСА
И МОМЕНТА СКОРОСТИ ПОТОКА ПЕРЕД НИМ**

05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель
Гусак Александр Григорьевич
кандидат технических наук**

Сумы

2008

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ	
ИССЛЕДОВАНИЯ	15
1.1. Обзор существующих данных о состоянии теории рабочего процесса и практики конструирования осевых насосов	15
1.2. Анализ существующих зависимостей осредненных гидродинамических параметров течения от геометрии входа рабочего колеса	23
1.3. Анализ существующих взаимосвязей осредненных гидродинамических параметров течения от геометрии выхода рабочего колеса.	27
1.4. Выводы	34
РАЗДЕЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	36
2.1. Цель и частные задачи исследования	36
2.2. Выбор объекта и способа проведения исследования	37
2.2.1. Описание экспериментального стенда и средств измерения	38
2.2.2. Методика проведения экспериментального исследования.	43
2.2.3. Оценка погрешности измерений.	51
2.3. Выводы	55
РАЗДЕЛ 3 ВЗАИМОСВЯЗЬ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И	
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА	56
3.1. Выбор приведенного диаметра входа рабочего колеса.	56
3.2. Требуемое значение момента скорости потока перед рабочим колесом	65

3.3. Определение режима течения во входной воронке рабочего колеса.	67
3.4. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом.....	71
3.5. Определение втулочного отношения на входе рабочего колеса.....	77
3.6. Определение втулочного отношения на выходе из рабочего колеса.	84
3.7. Методические указания к проектированию меридианной проекции рабочего колеса при наличии перед ним произвольного по знаку и величине момента скорости потока.....	87
3.8. Выводы.	93
РАЗДЕЛ 4 РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	94
4.1. Описание расчетного исследования.	94
4.2. Результаты исследования течения за направляющим аппаратом.	101
4.3. Характеристика насоса и структура течения за рабочим колесом на различных по подаче режимах.....	106
4.4. Практическое применение методики.	122
4.5. Выводы.	126
ВЫВОДЫ.	128
ПРИЛОЖЕНИЕ А.	131
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	131

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Геометрические характеристики.

x – осевая координата;

r – радиальная координата;

D_0 – диаметр входного воронки рабочего колеса, м;

D_q – единичный диаметр рабочего колеса, м;

d_{em1} – диаметр втулки на входе в рабочее колесо, м;

d_{em2} – диаметр втулки на выходе из рабочего колеса, м.

Кинематические характеристики течения.

$p = p_1(q_1) + p_r(q_1, q_2, q_3)$ – статическое давление;

U, V, W – расходная, радиальная, окружная составляющие вектора скорости в уравнениях математической модели – обозначения согласно предыдущим работам соискателя, м/с;

U_0 – средняя по сечениям S_1, S_2 расходная скорость U м/с;

V_m, V_r, V_u – расходная, радиальная, окружная составляющие вектора скорости – общепринятые обозначения для теории лопастных гидромашин

Re – число Рейнольдса;

m – безразмерный момент скорости;

β – угол установки лопаток на входе в канал (при создании закрутки направляющими лопатками).

Параметры насоса.

H – напор, м;

Q – подача, м³/час;

K_H – безразмерный напор;

K_Q – безразмерная подача;

η – КПД (коэффициент полезного действия), %;

n – частота вращения ротора насоса, c^{-1} ;

n_s – коэффициент быстроходности.

Свойства жидкости.

ρ – плотность, $кг/м^3$;

ν – кинематический коэффициент вязкости, $м^2/с$.

Сокращения.

РК – рабочее колесо;

НА – направляющий аппарат;

РВ схема - рабочее колесо – выправляющий аппарат;

НР схема - направляющий аппарат – рабочее колесо;

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Анализ научных публикаций последних лет показывает, что закрученные потоки привлекают к себе все более пристальный интерес исследователей. Это обусловлено тем, что специфические свойства закрученных течений имеют широкий диапазон приложений в сфере технического использования: в энергетическом, теплообменном и технологическом оборудовании ядерной энергетики, аэрокосмической техники, химической и нефтеперерабатывающей промышленности, транспорта, промышленной теплоэнергетике. В технических устройствах генерация закрутки потока, т.е. сообщение потоку вращательного движения с помощью различных закручивающих устройств, приводит к крупномасштабному воздействию на все поле течения [18, 31, 48].

Существующая теория расчёта и проектирования насосов базируется на общепринятом положении – момент скорости потока перекачиваемой жидкости перед рабочим колесом лопастного насоса отсутствует [60]. Общепринятых отклонений от этого правила немного [85] и все они, в основном, связаны с использованием постоянного по величине положительного момента скорости потока, как правило, для уменьшения гидравлических потерь, возникающих при обтекании перекачиваемой средой проходного вала, в частности, в насосах типа «Д» или для улучшения массогабаритных параметров насоса [86]. Значительный момент скорости потока используется на входе в рабочее колесо лопастной системы «направляющий аппарат – рабочее колесо» (тип НР). В работах [16] доказана принципиальная возможность создания таких лопастных систем, не уступающих по уровню КПД традиционному типу «рабочее колесо - выправляющий аппарат» (тип РВ - насосы серии «О», «ОП» и «Д») и заложены основы методики ее проектирования. Проточная часть проектируется таким образом, чтобы момент скорости, приобретаемый потоком после прохождения направляющего аппарата, за рабочим колесом на

номинальной подаче равнялся нулю. Остаточная неравномерность потока сглаживается в отводящем устройстве, статорная часть которого представляет собой прямоосный диффузор с конической формой стенки, а роторная – обтекатель рабочего колеса. Методика проектирования отводящего устройства разработана в работе [54].

Однако существующая методика проектирования лопастной системы типа НР не учитывает взаимосвязь геометрических и гидродинамических параметров на входе рабочего колеса. На сегодня в литературе отсутствуют рекомендации по выбору приведенного диаметра входа и втулочного отношения на выходе. В работе [16] предложена графическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности n_s , но её экспериментальная проверка проведена только при единственном значении $n_s = 645$. Все это не позволяет однозначно определить форму меридианной проекции рабочего колеса при наличии на его входе различного по значению и знаку момента скорости потока.

Положительным будем считать момент скорости такого потока, направление которого совпадает с направлением вращения рабочего колеса.

Как известно из литературных источников, полуспиральный подвод формирует достаточно сложный и неравномерный, однако, несмотря на это, создаваемый им положительный момент скорости потока перед рабочим колесом не ухудшает энергетические качества насоса [10, 95].

Отдельным вопросом является изменение значения и направления момента скорости потока перекачиваемой среды перед рабочим колесом с целью регулирования режима работы насоса по подаче. Следует отметить, что в практике мирового насосостроения указанный способ регулирования не нашёл должной оценки и, как следствие этого, распространения. Это связано с тем, что полуспиральные подводы, создающие положительный момент скорости потока, используются только для насосов центробежного типа, у которых момент скорости потока, создаваемый рабочим колесом, существенно превышает момент скорости потока на входе. В этих условиях изменение

значения момента скорости потока перед рабочим колесом не могло существенно влиять на внешние характеристики насоса, как это имеет место при изменении угла установки лопастей рабочего колеса насоса высокой быстроходности [25].

Не менее важным вопросом, решение которого требует необходимого научно-методического обеспечения, является использование момента скорости потока, создаваемого статорными элементами проточной части, с целью уменьшения массогабаритных показателей насосов [18, 19].

Фактически в теории и практике отечественного насосостроения не найдена должной оценки возможности полезного использования значительного по величине отрицательного момента скорости потока перед рабочим колесом, который создается входным направляющим аппаратом. В доступной для широкого круга специалистов литературе присутствуют вовсе не однозначные доказательства того, что наличие отрицательного момента скорости потока перед рабочим колесом влияет на ухудшение его энергетических показателей [26, 27].

Полученные в научно-исследовательском институте атомного и энергетического насосостроения «ВНИИАЭН» и ВНИИгидромаш [9, 95] результаты по использованию значительных положительных моментов скорости потока и в СумГУ по использованию отрицательных, без существенного снижения энергетических показателей, требуют пересмотра и соответствующего уточнения общепринятой теории проектирования меридианной проекции рабочих колес в насосостроении. Результаты исследований, выполненные в последние годы на кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ, в некоторой степени, способствовали этому, в частности это касается влияния момента скорости потока перед рабочим колесом на внешние характеристики насоса высокой быстроходности.

Отечественное насосное оборудование, как правило, уступает зарубежному по массогабаритным показателям. Среди многочисленных путей устранения указанного недостатка одним из перспективных является

использование в составе проточных частей насосов статорных элементов, создающих момент скорости потока [16, 25]. Данное положение подтверждается наработанным опытом в части: улучшение массогабаритных характеристик насосов при условии сохранения требуемого напора рабочего колеса при заданной подаче достигается за счет:

- использования специальных подкручивающих устройств (полуспиральных и спиральных подводов, входных направляющих аппаратов), создающих добавочный положительный момент скорости потока с целью уменьшения радиальных габаритов отводов;

- использования лопаточных отводов, создающих добавочный положительный момент скорости потока на входе в спиральный отвод;

- сочетания первого и второго способов с различными соотношениями в распределении добавочного момента скорости потока между подводом и лопаточным отводом;

- использования входных направляющих аппаратов, создающих отрицательный момент скорости потока перед рабочим колесом с целью исключения из состава проточной части насосов высокой быстроходности трудоёмких в изготовлении выправляющих аппаратов.

Особенностью всех, за исключением второго, рассмотренных подходов является задание на стадии проектирования момента скорости потока на входе в рабочее колесо и соответствующее проектирование на это условие входных элементов рабочего колеса лопастного насоса.

Для разработки указанных проточных частей лопастных насосов нетрадиционных конструктивных схем требуется соответствующее научно-методическое обеспечение, которое в последние годы целенаправленно разрабатывается на кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ. Данная работа является составной частью этого направления работ.

Связь работы с научными программами, планами, темами.
Диссертационная работа выполнялась согласно плану научно-исследовательских работ кафедры прикладной гидроаэромеханики Сумского

государственного университета, связанных с тематикой “Гидродинамические насосные установки и приводы”, в частности темы: «Исследование нетрадиционных турбомашин и систем для решения энергетических и экологических проблем»; «Научные основы технического обеспечения энергосберегающих технологий в гидросистемах»; «Исследование нетрадиционных путей превращения энергии в жидкостях и газах и создание на их основе прогрессивного оборудования для гидросистем» (№ госрегистрации 0100U003214, 0103U000769, 0106U001935), в соответствии с научно-техническими программами Министерства образования Украины [22, 45, 67, 68].

Цель и задачи исследования. Цель исследования - обоснование и разработка методики проектирования меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» при наличии перед ним произвольного по значению и знаку момента скорости потока для повышения оптимальных энергетических характеристик насоса.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- выявление и выполнение анализа основных факторов, влияющих на форму меридианной проекции рабочего колеса;
- проведение аналитического анализа взаимосвязи осредненных гидродинамических параметров и приведенного диаметра входа в рабочее колесо, что позволит установить улучшенные по КПД геометрические параметры рабочего колеса;
- определение зависимости минимального значения втулочного отношения на входе рабочего колеса от значения и знака момента скорости потока перед ним;
- уточнение аналитической зависимости определения режима течения на входе рабочего колеса;
- определение форм реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом;

- разработка методики проектирования меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» с использованием выполненного исследования.

Объект исследования - рабочий процесс осевых насосов с лопастной системой типа «направляющий аппарат – рабочее колесо».

Предметом исследования - рабочее колесо лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» осевого насоса.

Методы исследований. Поставленные задачи исследования решались путем использования расчетно-аналитического метода, метода физического моделирования на стенде, метода численного моделирования на ЭВМ.

Расчетно-аналитическая часть базировалась на использовании современных теорий турбомашин, механики жидкости и газа. Численное моделирование течения жидкости проводилось на ЭВМ с использованием программных продуктов ANSYS CFX, CANNELLER. Достоверность полученных научных результатов подтверждено использованием широко апробированных и признанных результатов прикладной гидроаэромеханики, которые базируются на фундаментальных законах и закономерностях механики жидкости и газа, а также результатах сравнения расчетных данных с экспериментальными данными.

Физический эксперимент состоял из энергетических испытаний насоса. Экспериментальное исследование структуры течения во входном и выходных сечениях рабочего колеса проводились путем зондирования потока при помощи 5-канального зонда. Проведение экспериментального исследования базировалось на нормативных документах и ГОСТах, регламентирующих данный тип исследований. Результаты экспериментального исследования получены автором самостоятельно в лабораторных условиях.

Научная новизна полученных результатов, состоит в том, что для получения высоких энергетических показателей исследуемой проточной части:

- получена обобщенная зависимость для определения диаметра входа

рабочего колеса лопастной системы типа НР при наличии перед ним произвольного по знаку и значению момента скорости потока;

- получена графическая зависимость для выбора втулочного отношения на входе в рабочее колесо при условии безотрывности течения;

- получены зависимости для определения реальных эпюр составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом необходимые в качестве входных данных для проектирования меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо»;

- получен поправочный коэффициент для определения режима течения (k_{Re}), который корректирует критерий Рейнольдса с учетом наличия момента скорости потока произвольного по знаку и величине;

- уточнена аналитическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности.

Практическое значение полученных результатов, заключается в следующем:

- разработана методика проектирования меридианной проекции рабочего колеса осевого насоса лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» [35, 38];

- модифицирован экспериментальный стенд и разработана лабораторная работа «Экспериментальное исследование структуры течения в насосах типа ОП».

На сегодня данные результаты исследования использованы для создания насосного агрегата ОХВ 2000-3,5 (заказчик тов. «Энерготех» г.Днепропетровск, договор № 80.13.77.06 от 9.10.2006г.). Разработанная методика проектирования меридианной проекции рабочего колеса внедрена в учебный процесс Сумского государственного университета, что подтверждено приведенными в диссертационной работе актами внедрения.

Личный вклад соискателя.

Основные результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно.

В работе [37] в уравнение определения критерия Рейнольдса (Re) предложен поправочный коэффициент, учитывающий значение и знак момента скорости потока на входе в рабочее колесо.

В работе [8] посредством проведения расчетного эксперимента в программном продукте CHANNELLER автором получена зависимость минимального значения втулочного отношения во входной воронке рабочего колеса от момента скорости потока перед ним. В работе [36] при помощи метода наименьших квадратов получены зависимости для определения безразмерных составляющих абсолютной скорости (\bar{V}_m и \bar{V}_u) обобщающие известные экспериментальные данные и данные, полученные автором. В работе [33] автором разработана методика расчета входной части рабочего колеса с учетом момента скорости потока перед ним (выводы сформулированы совместно с соавтором). В [24] автором обработаны результаты собственных экспериментов (зондирование потока перед и за рабочим колесом) с использованием данных работы [36]. В работе [88] самостоятельно проведен анализ существующих рекомендаций по выбору втулочного отношения на выходе из рабочего колеса в лопастной системе «выправляющий аппарат – рабочее колесо» возможность их переноса на систему «направляющий аппарат – рабочее колесо». В работе [35] изложен предварительный алгоритм к проектированию меридианной проекции рабочего колеса с учетом [37]. В работе [29] приведены результаты собственных исследований, направленных на изучение влияния геометрических параметров проточной части насоса на структуру течения в ней. В работе [20] проведен сопоставительный анализ факторов, которые оказывают влияние на массогабаритные показатели насоса динамического принципа действия и способы их уменьшения. В [43] проведено расчетное исследование влияния диагональности поверхности тока, переменности толщины слоя на гидравлические характеристики решетки профилей рабочих колес. Постановка задачи исследования выполнена совместно с соавторами. Разработка методики проведения расчетного исследования, анализ, трактовка

и обобщение результатов проведен соискателем в основном самостоятельно и частично совместно с соавторами публикаций.

Апробация результатов диссертации.

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев, 2000, 2002, 2004, 2008; г. Харьков 2001, г. Черкассы, 2003), «Усовершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (г. Харьков, 2000, 2003); научно – технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов СумГУ (2000-2004, и 2006-2008 годов).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано десять (10) статей в специализированных изданиях, утвержденных перечнем ВАК Украины. Материалы диссертации использовались также в отчетах по НИР.

Структура и объем диссертационной работы.

Работа состоит из введения, четырех разделов, выводов и списка использованных источников. В работе приведено 33 рисунка, из них 14 на отдельных 18 листах, таблиц 3. Список использованных источников 112 наименований на 13 страницах. Общий объем диссертации 154 страницы.

Автор выражает искреннюю благодарность заведующему кафедрой прикладной гидроаэромеханики СумГУ профессору А.А. Евтушенко и научному руководителю доценту А.Г. Гусаку за советы и критику, которые были необходимы при написании диссертационной работы. Автор приносит благодарность сотрудникам кафедры прикладной гидроаэромеханики, оказавшим помощь в проведении экспериментальных работ и оформлении материалов.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Обзор существующих данных о состоянии теории рабочего процесса и практики конструирования осевых насосов.

Насосные лопастные системы высокой быстроходности в настоящее время в соответствии с существующими рекомендациями научно-методической литературы [3, 58, 59, 63, 72] проектируются из условия наличия перед рабочим колесом упорядоченной структуры потока перекачиваемой жидкости (осесимметричный поток с равномерным распределением скоростей по всему сечению) и нулевым значением его момента скорости.

Современные инженерные методы расчета лопастных систем насосов высокой быстроходности (решения обратной задачи проектирования проточной части) базируются на различных допущениях о характере течения в проточной части и рабочем процессе, которые, с одной стороны, упрощают методику проектирования, а с другой - влияют на надежность методов и показатели разрабатываемых лопастных систем. В теории осевых гидромашин наиболее широкое применение получила схематизация потока в проточной части, в соответствии с которой течение жидкости в области рабочего колеса предполагается происходящим по цилиндрическим поверхностям, соосных с осью рабочего колеса [2, 49, 58]. Это позволяет применить для проектирования и исследования лопастных систем насосов высокой быстроходности достаточно развитый аппарат гидродинамической теории прямых плоских решеток профилей.

В целом использование найденных решений обратной задачи теории решеток оказалось достаточно плодотворным для изучения влияния геометрических параметров лопастной системы на энергетические и кавитационные показатели осевого рабочего колеса. Вместе с тем, применение этих методов, наряду с уже указанными недостатками, не позволяет обеспечить согласования фактического потока с характером меридианного потока, принятым при профилировании рабочего колеса. В частности, в осевых насосах поверхности тока могут существенно отличаться от цилиндрических из-за криволинейных меридианных обводов. Наличие радиального градиента давления в потоке через рабочее колесо вызывает перетекание частиц жидкости с одной поверхности тока на другую. Образующиеся вторичные течения в рабочем колесе и за ним могут быть особенно интенсивными на нерасчетных режимах работы. Поэтому ожидаемые показатели рабочего колеса без учета указанных явлений не могут быть оценены достаточно надежно. Возникает необходимость в более качественном определении формы поверхности тока в рабочем колесе, то есть в поиске достоверного решения осесимметричной задачи для геометрии проектируемой лопастной системы и принятых режимов работы.

Однозначность решения прямой задачи в той или иной постановке сделала ее привлекательной для гидромашинистроителей как средства для замены хотя бы части дорогого и трудоемкого физического эксперимента расчетным [43, 81, 84]. В настоящее время достаточно точные результаты получены при решении прямой пространственной задачи обтекания лопастных систем.

Отечественная практика конструирования насосов высокой быстроходности в основном базируется на использовании базовых модельных проточных частей, получивших название типовых или каталожных. Наибольшее распространение получили лопастные системы серии ОП, созданные во ВНИИгидромаш (г. Москва) под руководством В.И. Богдановского специально для жестко- и поворотнолопастных

вертикальных осевых насосов [66]. Практически все эти лопастные системы спроектированы на основе гидродинамического расчета плоских прямых решеток профилей, полученных разверткой соответствующих сечений лопастных систем. Форма профилей в решетках определялась по методу подъемных сил. Существенной частью разработок лопастных систем типа ОП являлась их экспериментальная доводка. Необходимость такой доводки была обусловлена значительным (15-20% и более) расхождением параметров, принятых при проектировании, и полученных на экспериментальном стенде.

Несмотря на значительные диапазоны изменения параметров, типовые лопастные системы не всегда удовлетворяют требованиям, возникающим в практике. Разнообразие конструктивных схем и назначений насосов высокой быстроходности объективно требует и разных лопастных систем, применяемых в составе их проточных частей, даже если по своим коэффициентам быстроходности они совпадают. В этом случае возникает задача разработки соответствующих проточных частей заново. К таким проточным частям относятся и проточная часть, с лопастной системой «направляющий аппарат – рабочее колесо» (типа НР), в которой рабочее колесо спроектировано при условии наличия на входе значительного отрицательного момента скорости потока перекачиваемой жидкости. Используя общепринятую в насосостроении терминологию в дальнейшем будем называть положительным момент скорости потока, направление которого совпадает с направлением вращения рабочего колеса, а отрицательным – наоборот.

Имеющиеся в литературе разрозненные данные показывают, что в той или иной мере исследователи гидромашин проявляли интерес к изучению влияния момента скорости потока (закрутки потока) жидкости на входе в рабочее колесо на характеристики лопастных систем. Еще в 30-х годах было отмечено полезное влияние положительного момента скорости потока жидкости на входе в рабочее колесо при исследовании насосов типа Д [86]. Результаты первых проливок полуспиральных подводов, выполненных в

1937 г. в МВТУ им. Н.Э.Баумана профессором А.Н. Ведерниковым, были весьма неожиданными: поток на выходе из полуспирального подвода был очень сложным и неравномерным, но несмотря на это, экономичность насоса не ухудшалась вследствие закрутки потока [95].

По результатам исследований полуспиральных подводов лучших образцов насосов, проводимых в ВИГМе, предложена зависимость для определения оптимального значения суммарного момента скорости потока на входе в рабочее колесо для расчетного режима [69]:

$$K_1 = \frac{Q}{K_\vartheta A_p} \quad (1.1)$$

где K_1 - суммарный момент скорости потока на входе в рабочее колесо;

$K_\vartheta = 6 - 8$ - нормативный экспериментальный коэффициент;

$A_p = K_p \frac{Q}{n}$ - постоянная спирали;

$K_p = 2.5 - 3.0$ - рекомендуемый коэффициент для насосов с высокими антикавитационными показателями.

Для характеристики способности подводящего устройства создавать момент скорости потока в работах [69, 95] предложен безразмерный комплекс - коэффициент момента скорости:

$$m_1 = \frac{K_1}{Q} D_{np},$$

где D_{np} - приведенный диаметр входа в рабочее колесо.

В настоящее время в насосостроении освоены полуспиральные подводы и их модификации с диапазоном значений $0.16 < m_1 < 0.42$.

В работе [9], выполнен подробный анализ закрутки потока на выходе из подводов на характеристики насосов, и сделан вывод, что не существует

каких-либо существенных ограничений в отношении получаемых характеристик насосов, препятствующих применению подводов с диапазоном значений $0 < m_1 < 0.75$.

О реальной возможности использования значительного положительного момента скорости потока жидкости на входе в рабочее колесо для создания высокоэффективного малогабаритного диагонального насоса со спиральным отводом высказал предположение профессор С.С. Руднев [95]. С увеличением быстроходности эффективность применения значительной положительной закрутки потока на входе в колесо как средства уменьшения габаритов насосов возрастает, так как при $n_s > 500$ момент скорости на выходе из полуспирального подвода обычного исполнения уже соизмерим с моментом скорости, создаваемым рабочим колесом. Высказанное предположение основывалось на многолетнем опыте расчетных и экспериментальных исследований лопастных насосов, проводимых во ВНИИгидромаш. При экспериментальной проверке данного предложения были получены следующие выводы [95]:

- изменение значений $m_1 > 0$ в широких пределах несущественно влияет на уровень максимального КПД насоса;

- для обеспечения высокого уровня КПД при наличии закрутки потока жидкости рабочее колесо необходимо перепроектировать под параметры потока на выходе из подвода, то есть увеличить углы установки лопаток β_l при $m_1 > 0$ или уменьшить при $m_1 < 0$;

- положительная закрутка потока смещает оптимум характеристики в сторону меньших подач, отрицательная - в сторону больших подач.

В работе приведен экспериментальный материал, подтверждающий указанные выводы. Параллельно отмечен и факт отсутствия заметного негативного влияния на экономичность насоса не только положительного, но и отрицательного момента скорости потока перед рабочим колесом, входные элементы которого рассчитаны на нулевой момент скорости.

Благотворное влияние небольшой отрицательной закрутки потока на входе в рабочее колесо отмечено для насосов средней быстроходности ($n_s = 200$). При экспериментальном исследовании ступеней насоса ЭПН-8 за счет некоторой отрицательной закрутки потока, создаваемой обратными каналами отвода, удалось не только увеличить напорность промежуточной ступени, но и увеличить КПД на 1.5...2% [15].

На кафедре прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета был проведен значительный объем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в практике расчета и проектирования динамических насосов с использованием закрученных потоков. Обобщающим результатом исследований явилась разработка конструктивной схемы лопастной системы погружных осевых насосов типа НР на замену типовой «подвод – рабочее колесо – выправляющий аппарат». Проточная часть проектируется таким образом, чтобы момент скорости, приобретаемый потоком после прохождения направляющего аппарата, был бы нулевым за рабочим колесом на номинальной подаче. Остаточная неравномерность потока сглаживается в отводящем устройстве, статорная часть которого представляет собой прямоосный диффузор с конической формой стенки, а роторная – обтекатель рабочего колеса [6, 7, 11, 40, 54].

Использование новой конструктивной схемы позволяет исключить из состава проточной части трудоемкий в изготовлении выправляющий аппарат, что существенно уменьшает себестоимость насосного агрегата при сохранении необходимых энергетических характеристик [20].

Основы методики проектирования элементов проточной части насосов с лопастной системой типа НР были заложены в работах [14, 16, 42, 54]. Однако, как показывает анализ, существующая методика проектирования лопастной системы типа НР требует совершенствования в части выбора формы меридианной проекции рабочего колеса, как фактора во многом определяющего его уровень КПД. Все известные рекомендации по выбору меридианной проекции рабочего колеса в зависимости от его коэффициента быстроходности

n_s сводятся к одному частному случаю – отсутствию момента скорости потока перед рабочим колесом. Работы [16, 17, 24] отмечают, что оптимальная форма меридианной проекции рабочего колеса определяется не только n_s , но и m_1 , но не содержат конкретных методических рекомендаций [38].

Таким образом, на сегодня является актуальным вопрос взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров на входе рабочего колеса в части вопросов:

- выбора приведенного диаметра входа рабочего колеса и минимального втулочного отношения в зависимости от знака и значения m_1 ;
- определения режима течения на входе в рабочее колесо и реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости в зависимости от знака и значения m_1 .

Требует уточнения и зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности.

Области использования насосов с разрабатываемой проточной частью – это береговые насосные станции ТЭС и АЭС, водоподъемные станции оросительных каналов (каналы Днепр-Донбасс и Северо-Крымский, и осушительные и польдерные системы) [16].

В составе береговых насосных станций Украины успешно применяются погружные моноблочные насосные агрегаты (ПМНА) высокой быстроходности. В настоящее время одних только электронасосов 1ОПВ 2500 - 4.2 эксплуатируется более 600 штук на 158 насосных станциях в 14 областях. Насосные агрегаты этой марки наиболее распространены в Ровненской (215 шт.), Волынской (98 шт.), Закарпатской (45 шт.) областях. Однако, приходится констатировать, что Украина, являясь крупнейшим потребителем данного вида насосного оборудования, не располагает его собственным производством. Использование исключительно зарубежного оборудования нецелесообразно не только по финансовым возможностям страны. Импортируемые ПМНА высокой быстроходности типов ОПВ и ОМПВ разрабатывались, в среднем, 15 - 20 лет назад, и как следствие этого,

качество конструкторских решений по ним не соответствует сегодняшнему научно-техническому уровню [16].

Все насосы осевого типа для Украины являются экспортируемой продукцией машиностроения, в основном из РФ (ПО «Уралгидромаш») и Молдовы (ПО «Молдавгидромаш»). В настоящее время практика расчета и конструирования осевых насосов получила существенное развитие, в том числе, и в Украине.

Лопастная система типа НР [16] – это новый этап создания лопастных систем насосов высокой быстроходности (осевых и диагональных). Ближайшим аналогом данного типа рабочих органов осевых насосов являются лопастные системы насосов типа О-ОП и Д [16], далее именуемые типа РВ.

Рабочим процессом, указанные лопастные системы, принципиально отличаются ролью его рабочих органов: тип РВ – рабочее колесо «закручивает» поток, выпрямляющий аппарат – «раскручивает» поток и превращает часть кинетической энергии потока в потенциальную; тип НР – направляющий аппарат «закручивает» поток, а рабочее колесо – «раскручивает» и превращает часть кинетической энергии потока в потенциальную.

Для проектантов рассматриваемых лопастных систем отличия сводятся к следующему – в лопастной системе типа НР рабочее колесо проектируется при условии наличия перед ним произвольного по знаку и величине момента скорости потока, в лопастной системе типа РВ рабочее колесо проектируется при условии отсутствия перед ним момента скорости потока.

Другим направлением развития осевых насосов, которое сформировалось в последнее время – являются многоступенчатые скважинные осевые насосы [41]. Внедрение разработок СумГУ, направлено на ликвидацию главного недостатка осевых насосов – низкую технологичность рабочих органов осевых насосов – особенно в части насосов многоступенчатого исполнения для скважинного водозабора (системы скважинного водоснабжения городов и промышленных предприятий),

нефтегазового комплекса (многоступенчатые шнековые насосы [41, 45, 92]), систем шахтного водоотлива (особенно при закрытии нерентабельных шахт и др.). Обзор моделей рабочего процесса шнековых насосов, борьбы с их другими недостатками приведены в [45, 46].

1.2. Анализ существующих зависимостей осредненных гидродинамических параметров течения от геометрии входа рабочего колеса.

Рассмотрим более подробно известный способ выбора приведенного диаметра входной воронки рабочего колеса лопастного насоса, предложенный С.С. Рудневым для частного случая $m_1=0$, поскольку этот методический подход будет распространен на более общий случай $m_1 \neq 0$.

Выбор диаметра входной воронки D_0 (рис. 1.1) связан с двумя показателями: высотой всасывания и КПД.

У конденсатных насосов определяющим фактором выбора D_0 является высота всасывания, поэтому взаимосвязь D_0 и КПД насоса отходит на задний план. Если высота всасывания не является доминирующей, выбор D_0 производится из условий обеспечения максимального КПД насоса. Так как характерной скоростью, определяющей потери в колесе, является относительная скорость W_1 , то необходимо учитывать влияние D_0 на величину W_1 [34]. Поле относительных скоростей в каналах рабочего колеса достаточно сложно. С.С.Руднев при оценке $W_1 = f(D_{1i})$ принял условия равномерного распределения на входе абсолютных и относительных скоростей. Поток в колесе диффузорный в абсолютном и относительном движении. Учитывая, что относительные скорости значительно больше абсолютных ($W \gg V$), потери в колесе в значительной степени зависят от

диффузорности потока $\frac{W_2}{W_1}$ [63, 93] и от величины $W_{1\min}$. Следовательно, критерием для выбора D_0 является условие минимума W_1 .

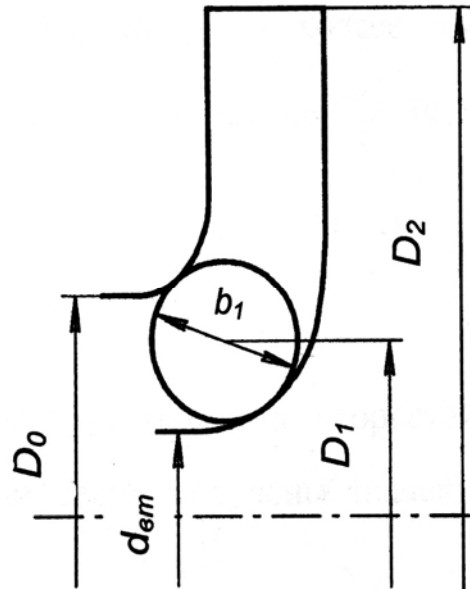


Рис.1.1. Меридианная проекция рабочего колеса лопастного насоса.

Из входного треугольника скоростей с учётом стеснения потока проходным валом получены значения скоростей:

$$V_{1m} = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_{sm}^2)}, \quad (1.2)$$

$$U_1 = \frac{\pi n D_0}{60},$$

где V_{1m} , U_1 – меридианная и окружная скорости на входной кромке лопасти рабочего колеса.

Принято, что входной поток бесциркуляционный ($V_{1u} = 0$) и входная кромка лопастей имеет диаметр D_0 . Получено выражение для относительной скорости:

$$W_1^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{Q^2}{(D_0^2 - d_{em}^2)^2} + \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 n^2 D_0^2. \quad (1.3)$$

Руднев С.С. вводит для удобства понятие приведённого диаметра входа, эквивалентного диаметру входной воронки консольного насоса D_{np} , площадь которого равна площади входного сечения колеса:

$$F_{np} = \frac{\pi(D_0^2 - d_{em}^2)}{4}, \quad (1.4)$$

т.е.

$$D_{np}^2 = D_0^2 - d_{em}^2. \quad (1.5)$$

На рис. 1.2 представлены графические зависимости относительной W_1^2 , меридианной V_{1m}^2 и окружной U_1^2 скоростей от приведенного диаметра входа D_{np}^2 .

Для нахождения минимального значения скорости W_1 дифференцируется выражение (1.3) по D_{np}^2 и с учетом (1.5) производная приравнивается нулю $\left(\frac{dW_1^2}{dD_{np}^2}\right) = 0$. В результате получено:

$$\left(\frac{\pi}{60}\right)^2 n^2 - 2\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{Q^2}{D_{np}^6} = 0, \quad (1.6)$$

$$D_{np} = k_{ex0} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (1.7)$$

где $k_{ex0} = \sqrt[6]{\frac{32 \cdot 60^2}{\pi^4}} = 3,25$ - расчетный коэффициент входной воронки колеса при отсутствии закрученного потока на входе.

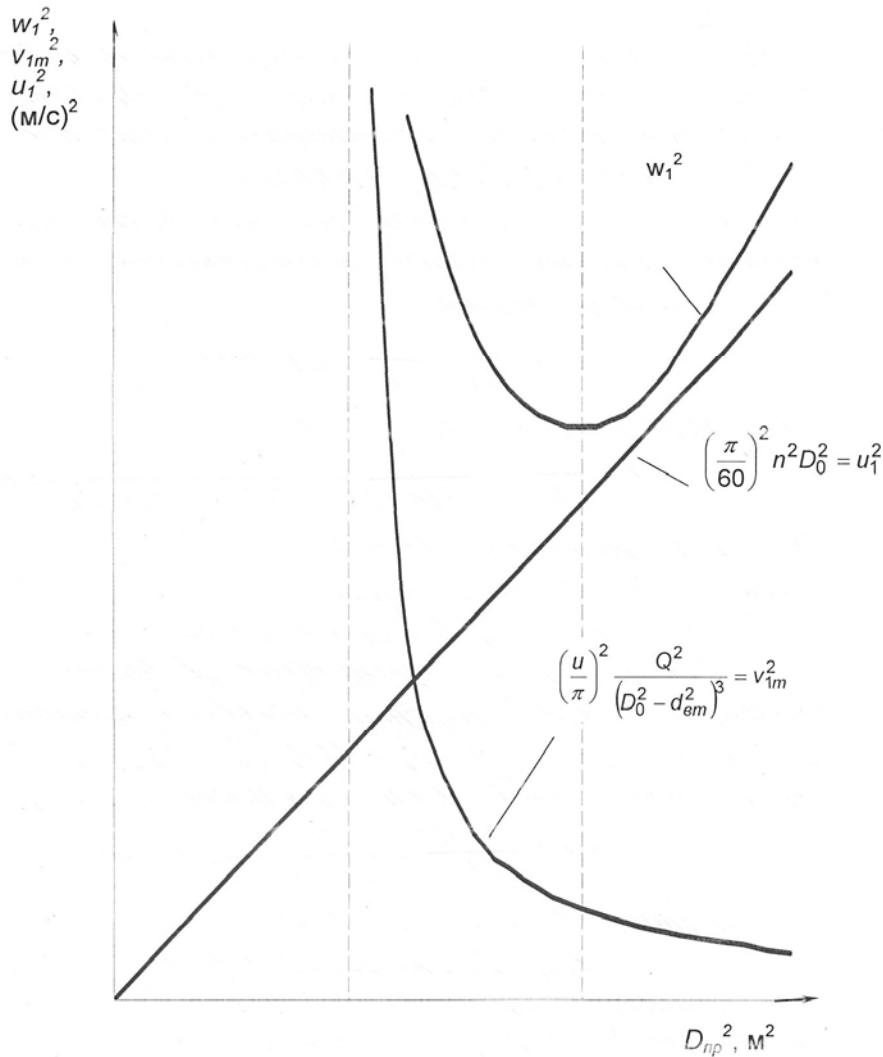


Рис.1.2. Графические зависимости скоростей W_1^2 , V_{1m}^2 и U_1^2 от приведенного диаметра входа D_{np}^2 [62].

Приведенная формула нашла широкое применение в расчётах насосов, а также при обобщении опытных данных. Значение коэффициента $k_{ex.0}$ колеблется от 3.6 до 5.0 в зависимости от типа конструкции и назначения насоса. Для большинства конструкций насосов, в том числе и для ступеней многоступенчатых насосов (кроме первой ступени) $k_{ex.0} = 3.6-3.9$. Некоторое увеличение входного диаметра колеса (сверх оптимального) улучшает условия работы насоса в перегрузочных режимах и не вызывает существенного увеличения относительной скорости. Для конденсатных насосов и насосов с повышенными требованиями по высоте всасывания принимают значения $k_{ex.0} = 4.0-4.5$, а в некоторых случаях, особенно при малых размерах колёс центробежных насосов ($D < 70$ мм) $k_{ex.0} = 4.5-5.0$.

1.3. Анализ существующих взаимосвязей осредненных гидродинамических параметров течения от геометрии выхода рабочего колеса.

Втулочное отношение на выходе из рабочего колеса осевого насоса $\bar{d}_{em2} = \frac{d_{em2}}{D_2}$ - одно из ряда основных условий, которые определяют его энергетические качества ($D_2 = D_0$ из-за особенностей технологии изготовления осевых насосов). В работе [25] указано на существенное влияние величины угла диагональности Θ , который задается втулочным отношением на входе и выходе из рабочего колеса (рис.1.3).

При коэффициенте быстроходности $n_s \leq 600$ высокие энергетические показатели имеют рабочие колеса с цилиндрическими периферийными и коническими втулочными сечениями по сравнению с чисто осевыми

рабочими колесами [13].

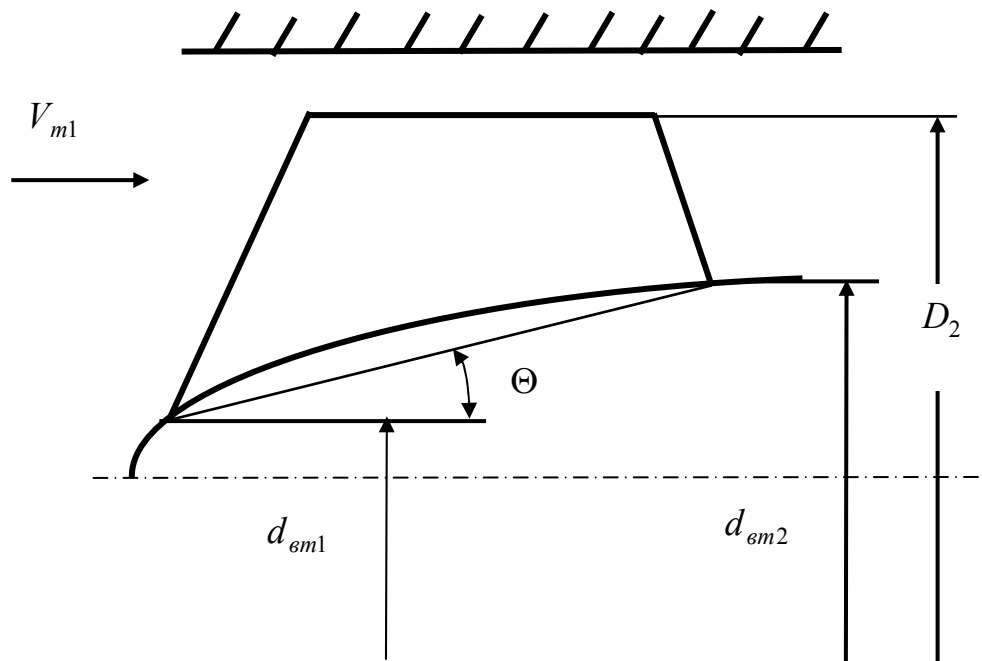


Рис. 1.3. Меридианная проекция осевого рабочего колеса с диагональной втулкой.

Об этом же свидетельствуют и рабочие колеса серии ОП [71] малой быстроходности, имеющие конические втулки и высокие энергетические качества. Из опыта насосостроения следует, что выбор оптимальной величины $\bar{d}_{см2}$ связан с необходимостью определения формы втулочного профиля, чтобы получать высокие значения КПД рабочего колеса [88].

К. Пфлейдерером в работе [78] выполнено теоретическое обоснование величины втулочного отношения на выходе из рабочего колеса осевого насоса. Автор предложил ограничить минимально допустимый размер втулки условием, что угол между направлением относительной скорости W_2 и осью втулочной решетки профилей должен быть равным 90° ($\beta_2 = 90^\circ$). Он также получил формулу для расчета минимального размера втулки, при

условии, что рабочее колесо проектируется по струйной теории с использованием известной схемы бесконечного числа бесконечно тонких лопастей.

Но лопастные системы типа НР проектируются при условии наличия перед рабочим колесом отрицательного момента скорости потока, который создается направляющим аппаратом. Следовательно, в проектировании рабочего колеса по вышеуказанной теории, которая является общепринятой на данный момент в насосостроении, будет заложено несоответствие расчетных данных экспериментальным.

В работе [58] показано, что формула К. Пфлейдерера может быть представлена к виду, удобному для использования в рабочих колесах, которые проектируются согласно методам гидродинамической теории решеток. В соответствии с [57] формула для вычисления минимального допустимого размера втулки имеет вид:

$$\bar{d}_{em2} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{gK_H}{\eta_2}}, \quad (1.8)$$

где η_2 - гидравлический КПД насоса;

K_H – коэффициент напора.

Коэффициент напора определяем по формуле

$$K_H = \frac{H}{n^2 D_2^2}, \quad (1.9)$$

где H – напор, м;

n – частота вращения, с⁻¹.

D_2 – внешний диаметр рабочего колеса, м.

В работе [58] для рабочих колес высокой быстроходности приведена

зависимость, которая отображает оптимальную связь между n_s и K_H (рис.1.4.).

С учетом указанной зависимости формула (1.8) определяет однозначную связь между минимально допустимой величиной втулочного отношения рабочего колеса и его коэффициентом быстроходности.

Тем не менее, практика насосостроения показывает, что при принятом К. Пфлейдерером условии ($\beta_{2,лет} < 90^\circ$) энергетические показатели рабочих колес низкие. Вдобавок, для рабочего колеса высокой быстроходности, рассчитанного в соответствии со схемой проточной части типа НР на осевой выход потока (угол $\alpha_2 = 90^\circ$), условие К. Пфлейдерера неприемлемо [16, 77]. Как следует из треугольников скоростей, изображенных на рис. 1.5, угол β_2 принципиально не может приблизиться до 90° .

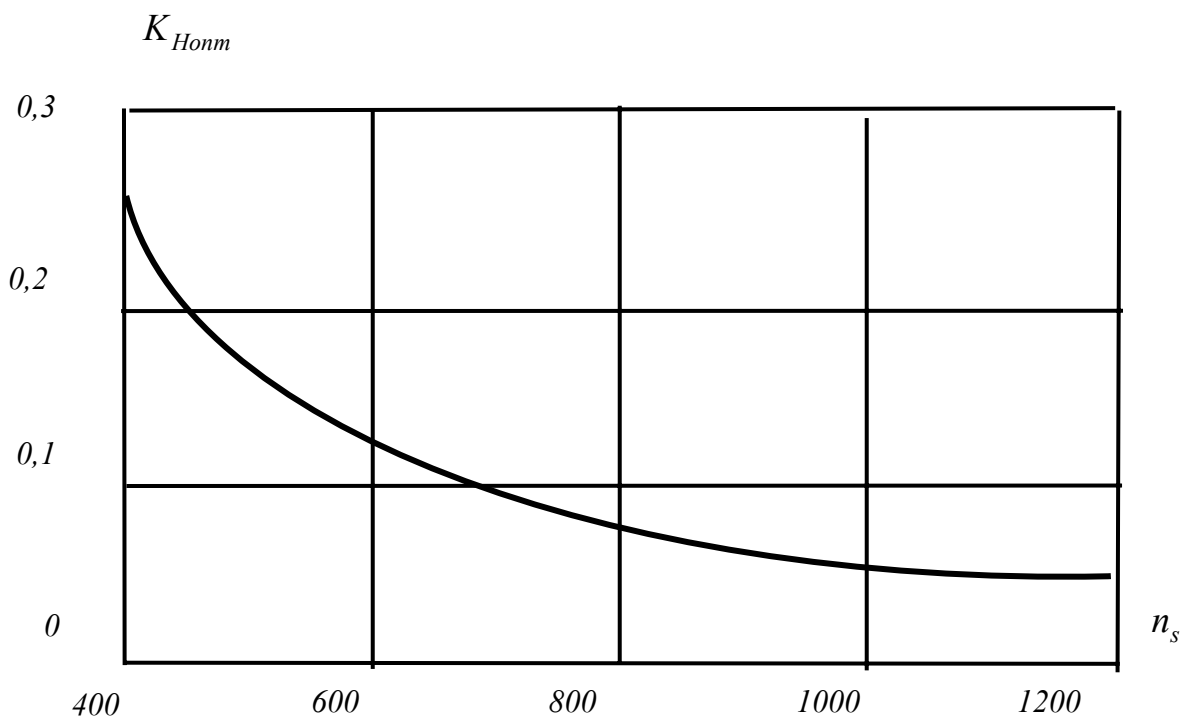


Рис. 1.4. Оптимальная зависимость $K_{Hopt} = f(n_s)$.

В работе [72, 74, 75] проведены обобщения данных по существующим осевым рабочим колесам высокой быстроходности и установлено, что для втулочных решеток выполняется условие $\beta_\infty = 35^\circ \dots 38^\circ$ и получена зависимость (рис. 1.6) оптимального втулочного отношения \bar{d}_{em2} от коэффициента быстроходности.

Аналитическое выражение этой зависимости приведена в удобный вид для пользователя:

$$\bar{d}_{em2} = \frac{26,8}{n_s^{0,603}} \quad (1.10)$$

Эта рекомендация дает более высокое значение \bar{d}_{em2} , чем формула (1.8) и она есть достаточно апробированной рекомендацией для лопастных систем типа РВ (при отсутствии перед рабочим колесом момента скорости потока) [59].

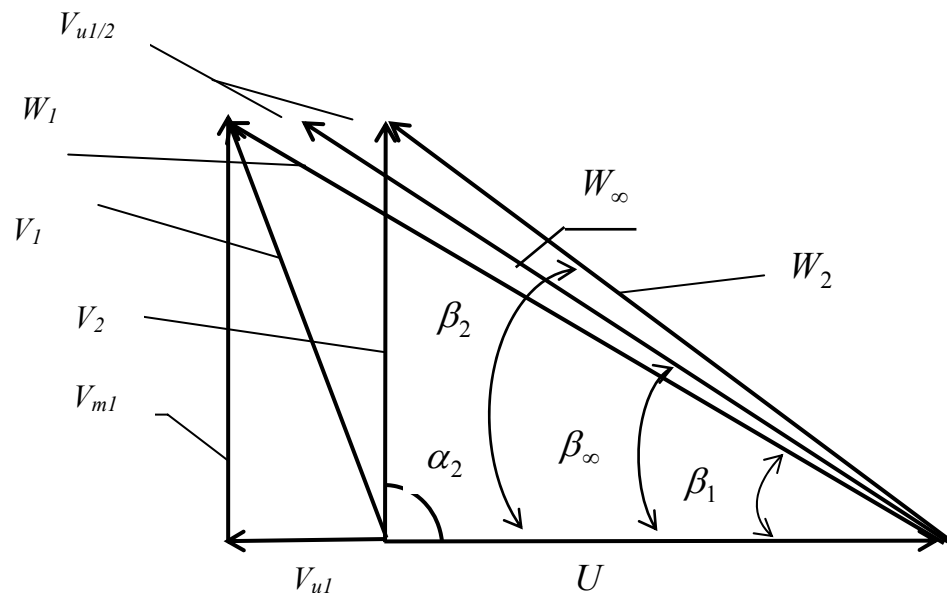


Рис. 1.5. Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса лопастной системы типа НР (втулка цилиндрическая).

Улучшение энергетических показателей рабочего колеса при выборе $\bar{d}_{\text{вн}2}$ по зависимости (1.10) по сравнению с зависимостью (1.8), связано с уменьшением β_2 , а соответственно и углом установки лопасти на выходе $\beta_{2л}$ [25].

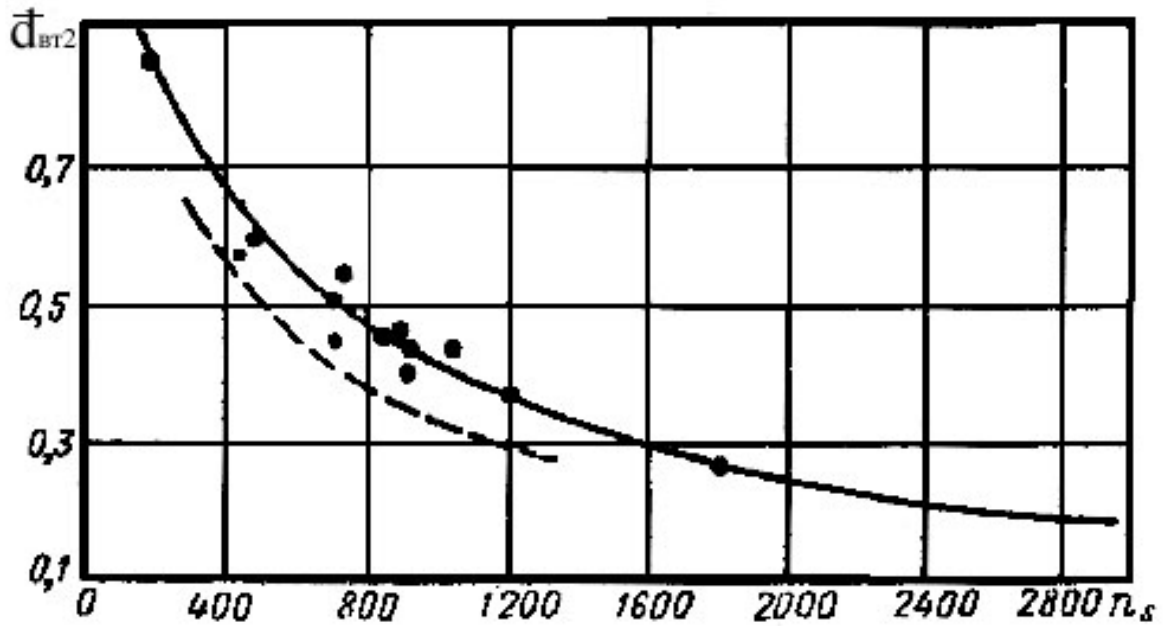


Рис. 1.6. Зависимость $\bar{d}_{\text{вн}2} = f(n_s)$ [72]:

— - эксперимент;

----- - расчет по формуле $Q = \frac{\pi D_1^2 (1 - \bar{d}_1^2)}{4} \left(U_1 - \frac{V_{u1}}{2} \right) \text{tg} \beta_\infty$

В этой же работе полученная зависимость:

$$\text{tg} \beta_{2\text{вн}} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{1 - \frac{gK_H}{\pi^2 \eta_2 \bar{d}}} \right) (\text{tg} \beta_{\infty\text{вн}}) \quad (1.11)$$

Численные значения угла β_{2em} , полученные по формуле (1.11) при выборе оптимальных значений K_H и \bar{d}_{em2} в зависимости от n_s и принятых значений $\beta_\infty = 36,5^\circ$ и $\eta_z = 0,9$ приведены в работе [25]. В работе сделан однозначный вывод о том, что рабочие колеса с $n_s \leq 700$ должны быть спроектированы с диагональной втулкой. Введение диагональности на втулке позволяет увеличить напор втулочной решетки до необходимой величины без увеличения угла β_{2em} , а это положительно сказывается на энергетических показателях рабочего колеса.

В рабочем колесе лопастной системы типа РВ втулочное отношение на выходе существенно влияет на эпюру распределения относительных скоростей вдоль профиля решетки. При введении диагональности происходит уменьшение диффузорности течения на всасывающей стороне профиля, который в конечном результате, уменьшает размеры отрывной зоны на профиле [25].

Проведенный анализ литературных данных показывает, что от правильного выбора втулочного отношения на выходе из рабочего колеса в большой мере зависят его энергетические показатели. Это положение сохраняет свою актуальность и для проточных частей с лопастными системами типа НР, тем не менее, существующие конкретные рекомендации по выбору \bar{d}_{em2} для проточных частей с лопастными системами типа РВ непосредственно не могут быть использованы в силу следующих обстоятельств [16]:

- в лопастных системах типа НР, как показывает опыт их проектирования, оптимальное значение угла установки лопасти на втулке рабочего колеса существенно отличается от принятого для лопастной системы типа РВ в сторону уменьшения;

- дополнительным фактором, который влияет на энергетические и вибрационные показатели рабочего колеса, выступает обтекатель, который

вращается вместе с ним;

- отрицательный момент скорости потока перед рабочим колесом, которое создается входным направляющим аппаратом, приводит не только к увеличению относительных скоростей, но и изменяет эпюру их распределения вдоль лопасти, и для сохранения его оптимальной формы (такой как в типичных лопастных системах РВ) необходимо соответствующее изменение величины диагональности втулки рабочего колеса.

В работе [16] приведена графическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности $\bar{d}_{вм2} = f(n_s)$, но ее экспериментальная проверка осуществлена только для одного значения $n_s = 645$.

1.4. Выводы.

Таким образом, анализируя информационные источники, посвященные проблемам исследования и разработки проточных частей насосов высокой быстроходности можно сделать вывод, что использование лопастной системы типа НР принципиально позволяет улучшить массогабаритные показатели осевых насосов при сохранении уровня КПД, достигнутого в насосах традиционной конструктивной схемы типа РВ.

Существующая методика проектирования лопастных систем типа НР осевых насосов для обеспечения приемлимого уровня экономичности требует дальнейшего совершенствования и развития в части следующих вопросов:

- учета взаимосвязи формы меридианной проекции рабочего колеса лопастного насоса и момента скорости потока перед ним (зависимости приведенного диаметра входа и минимального втулочного отношения на входе от момента скорости потока);

- учета на стадии проектирования режима течения и эпюр распределения составляющих абсолютной скорости на входе в РК.

Графическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности n_s требует уточнения и экспериментальной проверки.

РАЗДЕЛ 2

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Цель и частные задачи исследования.

С учетом результатов выполненного обзора литературы и учитывая актуальность задачи исследования рабочего процесса лопастных систем типа НР, объектом нашего исследования стал рабочий процесс осевых насосов с лопастной системой типа НР [16]. Выбор данного объекта исследования продиктован в первую очередь практической необходимостью совершенствования существующей методики проектирования лопастных систем типа НР, вообще, и в частности существенного уточнения рекомендаций по определению:

- взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров на входе в РК;
- взаимосвязи геометрических и гидродинамических параметров на выходе из РК.

Для достижения поставленной цели решались задачи:

- выявление основных факторов, влияющих на форму меридианной проекции рабочего колеса и выполнение их анализа;
- проведение аналитического обобщения взаимосвязи осредненных гидродинамических параметров и приведенного диаметра входа в рабочее колесо, что позволит установить улучшенные по КПД геометрические параметры рабочего колеса;
- определение зависимости минимального значения втулочного отношения на входе рабочего колеса от значения и знака момента скорости потока перед ним;

- уточнение способа определения режима течения на входе рабочего колеса;
- определение форм реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом;
- разработка методики проектирования меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» с использованием выполненного исследования.

Предметом исследования было определено рабочее колесо лопастной системы типа «направляющий аппарат – рабочее колесо» осевого насоса (рис. 2.1).

2.2. Выбор объекта и способа проведения исследования.

Принятый способ проведения исследования расчетно-аналитический с последующей проверкой полученных результатов путем сопоставления их с экспериментальными данными. Расчетно-аналитическая часть базировалась на использовании современных теорий турбомашин, гидравлики, механики жидкости и газа.

Для проектирования лопастной системы широко используются прямые и обратные методы расчета течения в рамках приближения идеальной жидкости [91]. Эти методы основаны на определенных допущениях относительно структуры потока. А именно, поток жидкости полагается осесимметричным. Экспериментальное исследование [4] показало, что это допущение вполне допустимо, за исключением областей следа за лопатками направляющего аппарата. Как правило, лопастная система проектируется таким образом, чтобы расходная составляющая скорости и момент скорости потока были постоянными по сечению канала.

Поскольку имеющиеся экспериментальные данные являются недостаточными для полноценной проверки результатов данного научного

исследования потребовалось проведение самостоятельного физического эксперимента. Физический эксперимент предусматривал энергетические испытания осевого насоса. Экспериментальные исследования структуры течения во входном и выходном сечении рабочего колеса проводится путем зондирования течения при помощи пятиканального зонда. Эффективность рабочего колеса оценивалась путем проведения энергетических испытаний насоса, базируясь на нормативных документах и ГОСТах.

2.2.1. Описание экспериментального стенда и средств измерения.

Экспериментальные исследования модельного насоса с лопастной системой типа НР проводились на гидравлическом стенде кафедры прикладной гидроаэромеханики СумГУ. Схема стенда описана в работах [16, 54] и приведена на рис.2.2. Стенд с заполнением от технического водопровода работает по замкнутой схеме циркуляции жидкости. Он включает в себя экспериментальный насос со специально разработанной водозаборной камерой, бак, вспомогательные насосы, измерительную аппаратуру, а также систему трубопроводов с запорно-регулирующей арматурой в своем составе. Система трубопроводов содержит участок с расходомерным устройством, содержащим мерную диафрагму, рассчитанную в соответствии с [61] и аттестованную надлежащим образом в ЦСМ г. Сумы. Привод насоса осуществлялся от балансирной машины постоянного тока MS 1713-4 мощностью 20 кВт с регулируемой частотой вращения 0–6000 об/мин. В качестве регулируемого источника постоянного тока использовался тиристорный преобразователь АТРВ 320/460-20.

Для проведения экспериментального исследования был сконструирован модельный насос, проточная часть которого представлена на рис. 2.1. Проточная часть включала в себя направляющий аппарат, рабочее колесо и отводящий конический диффузор.

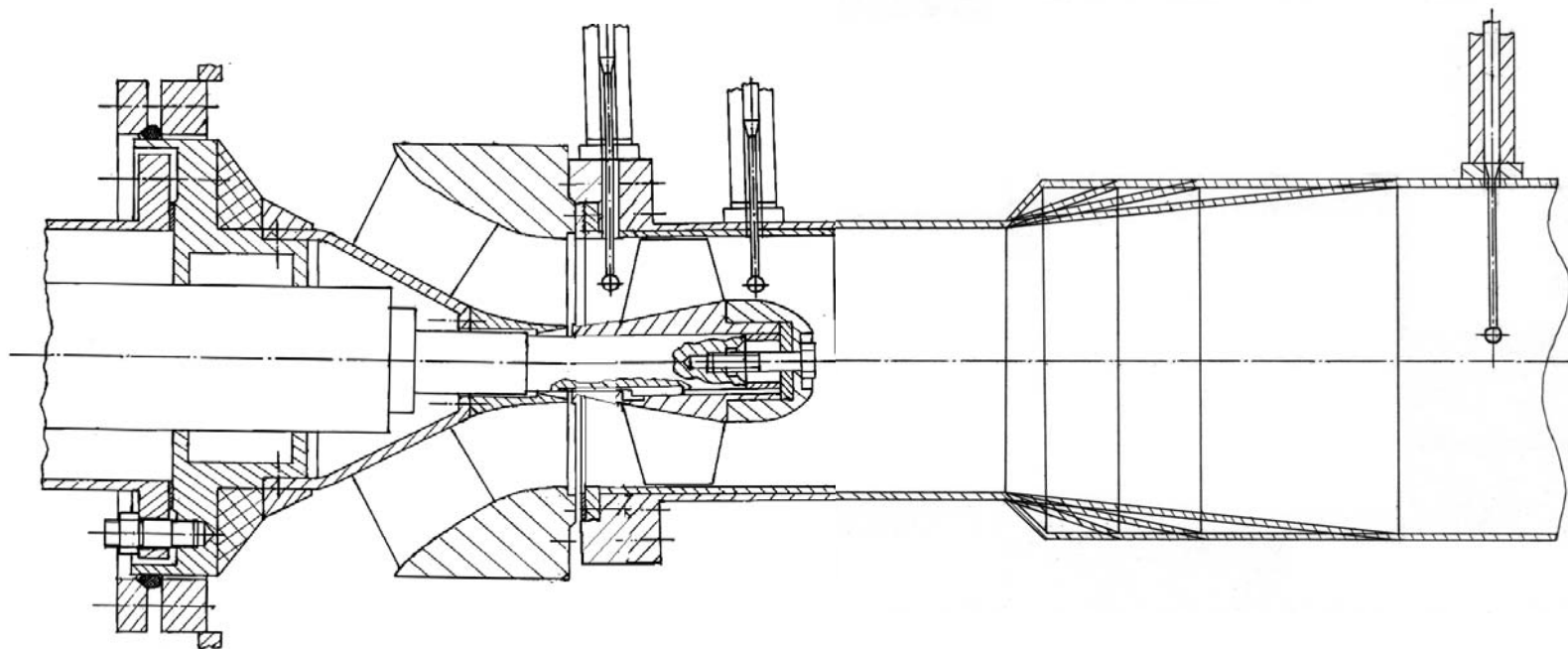


Рис. 2.1. Проточная часть исследуемого модельного насоса с лопастной системой типа НР.

Направляющий аппарат (рис. 2.3) образован пятью цилиндрическими лопатками толщиной 4 мм с плоским начальным участком длиной 15 мм. Радиус цилиндрической поверхности, на которой рихтовалась лопатка – 60 мм, угол охвата – 84° , т.е. входная кромка лопатки была установлена под нулевым углом к потоку, а выходная – почти перпендикулярно ему. Это было сделано с целью повышения номинальной подачи, что, однако приводило к снижению КПД насоса.

Диаметр секции рабочего колеса составлял 180 мм. Каждое из испытанных рабочих колес имело по 4 лопасти, спроектированные по методу Вознесенского–Пекина [58] на условия осевого выхода и постоянства момента скорости потока перед рабочим колесом. Рабочие колеса различались втулочным отношением \bar{d}_{em2} (отношением диаметра втулки колеса к наружному диаметру) – соответственно 0.5, 0.4 и 0.3. Рабочее колесо с $\bar{d}_{em2}=0.3$ чисто осевое (цилиндрическая втулка). Лопастные системы трех последующих колес были получены путем конформного отображения решеток профилей лопастной системы осевого колеса на соответствующие поверхности тока потенциального потока. Таким образом, указанные колеса отличаются друг от друга только степенью диагональности и, соответственно имеют одну и ту же густоту решеток.

Длина обтекателя составляла 0.6 диаметра рабочего колеса, считая от оси лопасти. Отводящий диффузор конической формы со степенью расширения 1.72 имел угол раскрытия 24° . Согласно результатам работы [54], в исследуемом насосе именно при таком угле потери энергии в диффузоре минимальны. Однако в ходе эксперимента в качестве отводящего устройства последовательно устанавливались секции с коническими диффузорными участками со степенью расширения 1.72 и углами раскрытия $\alpha=12^\circ, 24^\circ, 40^\circ$ и 90° .

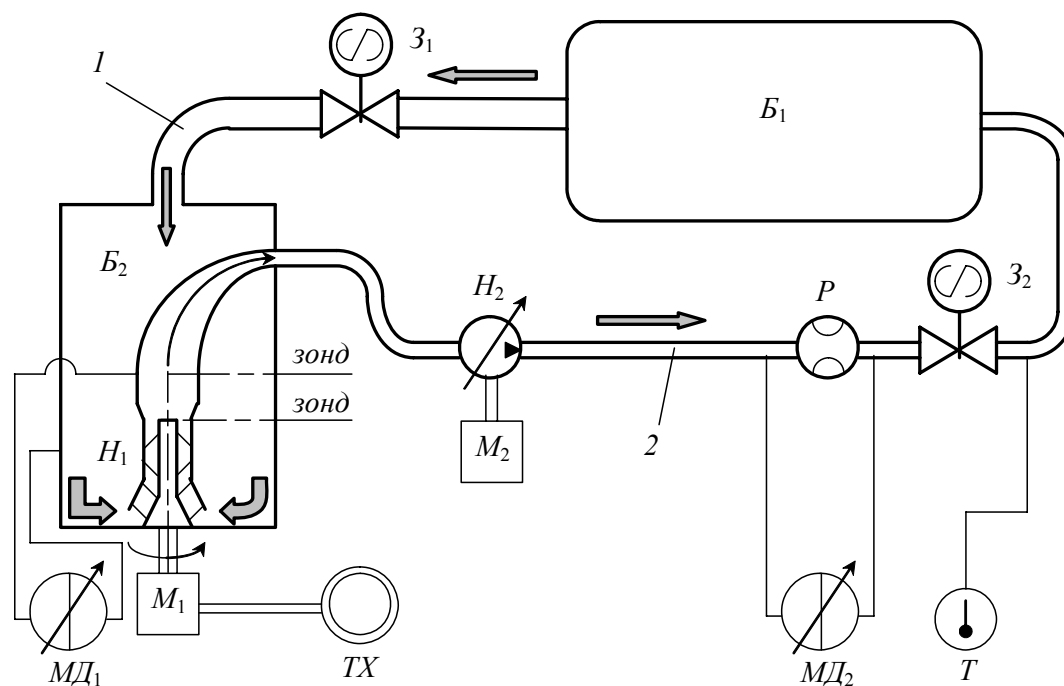


Рис. 2.2. Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда.

Линии связи

Поз.	Наименование	Примечание
1	Трубопровод всасывания	Ду 500 мм
2	Трубопровод нагнетания	Ду 250 мм

Приборы и оборудование

Поз.	Наименование	Примечание
Б ₁	Бак	Вместимость: 20 м ³
Б ₂	Бак – водозаборное устройство	Вместимость: 5 м ³
Н ₁	Испытываемый насос	
Н ₂	Проливочный насос	
З ₁₋₂	Задвижка	2 шт.
Р	Расходомер	Максимальный расход: 400 м ³ /час
ТХ	Тахометр	
МД ₁₋₂	Дифманометр	2шт.; максимальный перепад давления: 0.1 МПа
Т	Термометр	



Рис. 2.3. Направляющий аппарат, рабочее колесо и отводящий диффузор (фото).

Сечения зондирования показаны на рис.2.2 расстояние между ними было постоянным, зонд устанавливался перпендикулярно оси канала. Кроме того, в этих сечениях замерялась величина статического давления на стенке канала.

Измерительная аппаратура обеспечивала возможность проводить снятие энергетической характеристики насоса в соответствии с [64, 65] и

зондирования потока в соответствии с [76]. В состав комплекта измерительных приборов входили:

- дифференциальный масляный манометр типа ДМП класса точности 0.16 с пределом измерения 0 – 0.1 МПа для измерения разности давлений во входном и выходном мерных сечениях испытываемого насоса;
- дифференциальный масляный манометр типа ДМП класса точности 0.4 с пределом измерения 0 – 0.1 МПа для измерения перепада давления на расходомерном устройстве;
- гири общего назначения 4-го класса точности Г-4-1111.10 для измерения усилия на плече балансирной машины;
- тахометр электронный ТЭСА класса точности 0.1 для измерения частоты вращения;
- шкалы координатника для измерения радиальной координаты и угла поворота шарика зонда;
- стеклянные U-образные манометры для измерения разницы давлений между каналами зонда;
- термометр ртутный класса точности 0.4 с пределом измерения 0 – 50° для измерения температуры воды в системе;
- беспружинный барометр-анероид для измерения барометрического давления.

Приборы для измерения давления оснащены демпферными бачками с целью уменьшения пульсаций давления в импульсных трубках. Все измерительные приборы в установленном порядке прошли госпроверку.

2.2.2. Методика проведения экспериментального исследования.

Энергетические испытания модельного насоса и методика проведения испытаний и определения зависимостей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, $\Delta h = f(Q)$ не отличалась от общепринятой [64] и подробно

изложена в [16]. Поэтому отметим общие положения в определении вышеуказанных величин [83].

Подача насоса определялась по формуле:

$$Q = \frac{K\sqrt{\Delta P}}{3600}, \text{ м}^3/\text{час}, \quad (2.1)$$

где $K = 1.436$ - коэффициент расхода диафрагмы;

ΔP - перепад давлений на диафрагме, измеряемый дифференциальным манометром.

Напор насоса определялся как непосредственно по показаниям дифференциального манометра, измерявшего перепад давлений между входным и выходным мерными сечениями насоса, так и по показаниям манометров, измерявших давления во входном и выходном мерных сечениях насоса.

Мощность на валу насоса определялась с помощью балансирной машины и рассчитывалась по формуле:

$$N = \frac{\pi}{30000} nl(F - F_0), \text{ кВт} \quad (2.2)$$

где l - длина рычага балансирной машины, м;

F - усилие на плече, Н;

F_0 - начальное усилие на плече, Н.

Длина рычага $l = 0,775$ м определена по методике, предложенной научно-исследовательским институтом атомного и энергетического насосостроения (ВНИИАЭН).

Величина F_0 определялась экспериментально при номинальном числе оборотов с установкой вместо рабочего колеса втулки и заливкой насоса перекачиваемой жидкостью.

КПД насоса определялся по формуле:

$$\eta = 0,981 \frac{\rho Q H}{N}, \% \quad (2.3)$$

Зондирование потока проводилось на различных по подаче режимах в пределах рабочего диапазона характеристики насоса, то есть диапазона, в пределах которого КПД насоса уступает КПД на номинальной подаче не более чем на 5%. Зондирование проводилось с целью получения во входном и выходном сечениях рабочего колеса эпюр расходной и окружной скорости. Результаты зондирования во входном сечении использованны в качестве исходных данных для проведения расчетного исследования, а результаты зондирования в выходном сечении – для сопоставления с результатами расчета [24].

Кроме того, момент скорости, создаваемый лопатками направляющего аппарата и измеряемый с помощью зонда, использован в качестве исходных данных для расчета обтекания лопастей по методу Раухмана Б. С. [80, 94].

Зондирование проводилось 5-канальным шаровым зондом согласно общепринятой процедуре [76], установленный последовательно перед (при снятии рабочего колеса) и за выходными кромками лопастей рабочего колеса. Перед проведением эксперимента зонд был протарирован в равноскоростном потоке. Зондирование выполнялось согласно общепринятой процедуре. Зонд перемещался вдоль радиуса и поворачивался навстречу потоку при помощи координатника. Критерием того, что зонд действительно установлен навстречу вектору скорости в данной точке потока, было равенство давлений в боковых отверстиях зонда (рис. 2.4.). Высота канала в сечении зондирования составляла 46 мм, диаметр шарика зонда – 10 мм. Разбиение промежутка интегрирования показано на рис. 2.5.

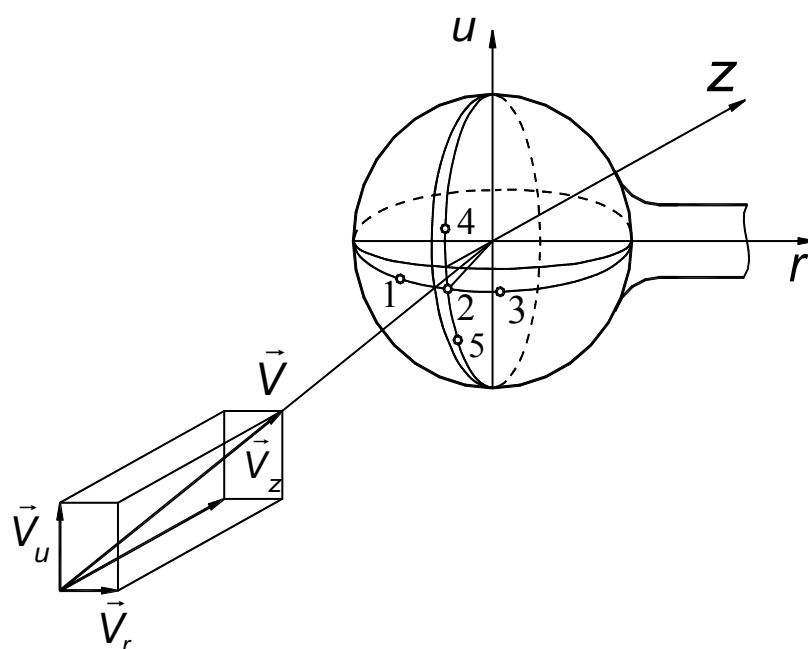


Рис. 2.4. Ориентация шарового зонда и составляющие вектора скорости \vec{V} .

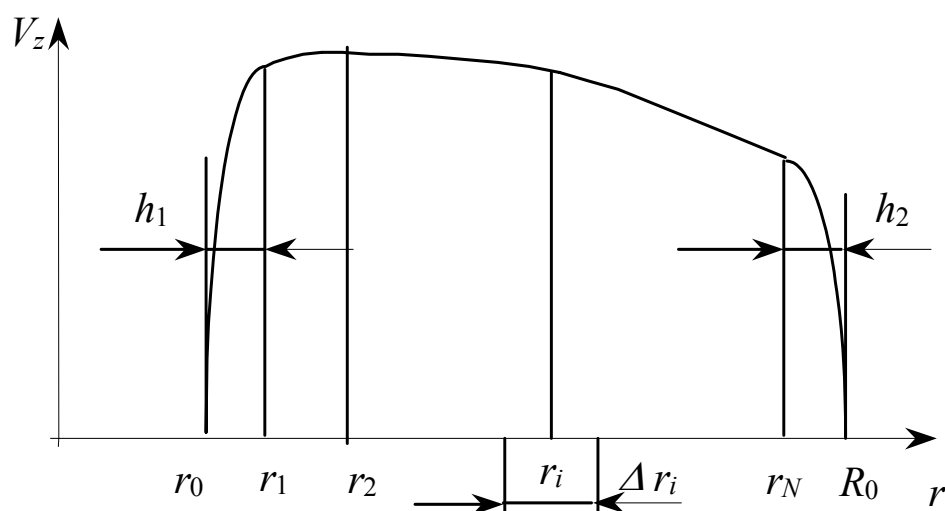


Рис. 2.5. Разбиение промежутка интегрирования [52].

Применении зонда в экспериментальной части, объясняется не столько достаточно высокой точностью измерения направления скорости (от $0,06$ до $0,1^0$), сколько возможностью одновременно измерять давление, величину скорости и полный напор. Нами был выбран цилиндрический шаровый зонд, представляющий собой цилиндрическую трубку с 5 приемными отверстиями.

Шаровой зонд - шарик с пятью отверстиями, просверленными в двух перпендикулярных друг к другу диаметральных плоскостях. Шарик помещен на цилиндрической державке. Угол между осями центрального и каждого из боковых отверстий составляет 40^0 . Каждое отверстие шарика соединяется тонкими трубками, проходящими внутри державки. В ходе испытаний применялся зонд, имеющий $\varnothing 10$ мм. Основные размеры измерительного зонда показаны на рис.2.6.

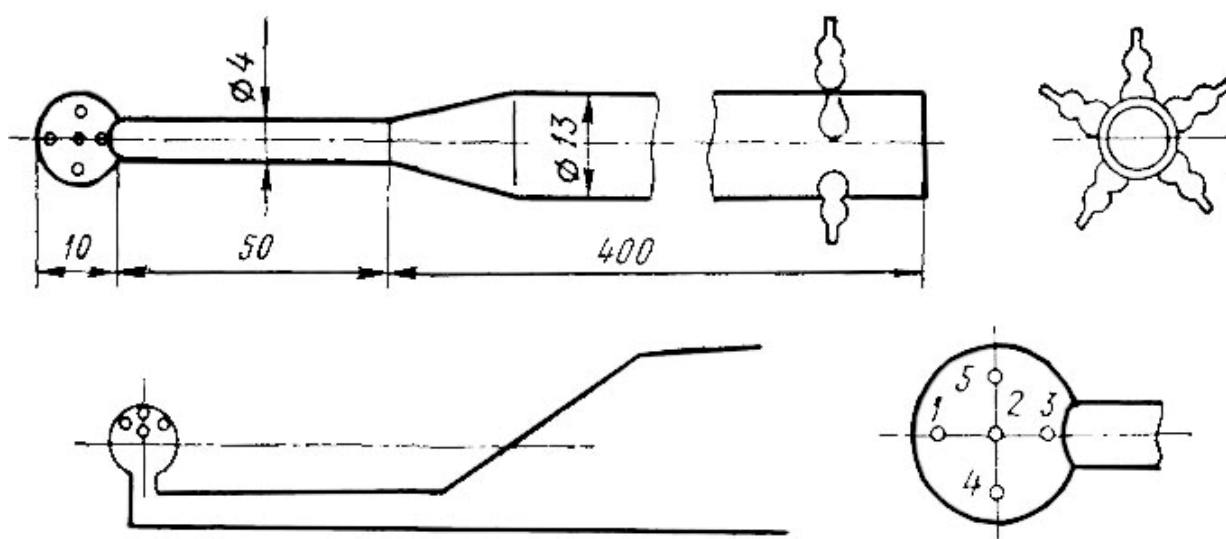


Рис.2.6. Шаровый зонд.

Определение направления скорости осуществлялось посредством поочередного вращения прибора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях вокруг центра шарика. Вращение производится до тех пор, пока в каждой паре боковых отверстий (1, 3) и (4, 5) не установятся одинаковые давления. Тогда направление вектора скорости совпадет с осью центрального отверстия; точнее положение вектора скорости можно находить с помощью поправок, полученных тарировкой. Отсчет углов, определяющих положение вектора скорости в пространстве, производится по лимбам координатника. Расчет величин скорости и давления производится по формулам, приведенными в [76].

Вращая шарик вокруг оси державки при любом направлении потока в пространстве, было получено такое положение шарика, при котором давления в точках 4 и 5 будут равны. При этом вектор скорости потока лежит в плоскости, проходящей через отверстия 1, 2 и 3, и задача сводится к определению его величины и направления в этой плоскости. Положение вектора скорости в плоскости 4, 2 и 5 определяется по лимбу.

Для определения угла δ была найдена связь между показаниями манометров и этим углом. Функция, выражающая эту связь ограничена, однозначно и не зависит от величины скорости и давления. Этим условиям удовлетворяет функция

$$k_{\delta} = \frac{k_3 - k_1}{k_2 - k_4} = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_4} \quad (2.4)$$

где k_n - безразмерный коэффициент давления n -го отверстия, зависящий от угла δ ;

h_n - высота вертикального столба жидкости в трубке микроманометра.

В формуле для определения скорости выбраны такие n и i , чтобы разности $h_n - h_i$ имели бы наибольшие значения. Таким условиям удовлетворяют разности $h_2 - h_4$.

Тогда

$$V_1 = \sqrt{\frac{2\gamma(h_2 - h_4)}{\rho(k_2 - k_4)}} \quad (2.5)$$

и

$$p_1 - p_a = h_2 - k_2 \frac{h_2 - h_4}{k_2 - k_4} \quad (2.6)$$

Нами были использованы, в частности, проекции вектора скорости на координатные оси. Данное действие допустимо при положении, если начало координат совместить с центром шарика, а оси координат расположить так, чтобы ось y была направлена по оси державки, ось z - перпендикулярно плоскости исследуемого сечения, а x - перпендикулярно плоскости yz .

Тарировочные кривые для зонда имеют вид, показанный на рис. 2.7, установка для тарирования зондов и схема подключения отверстий зонда к микроманометрам показаны на рис. 2.8. Тарировочная установка обеспечивала поворот шарика в заданном потоке вокруг двух осей y, z с фиксацией углов.

Тарировка зонда проиводилась в однородном потоке с известным и постоянным по всему сечению направлением скорости в лаборатории Сумского государственного университета. В такой поток с известной величиной скорости и давления помещен зонд с помощью специального координатника, который позволяет устанавливать зонд под любым углом к потоку. Пользуясь схемой присоединения микроманометров и вычислив соответствующие коэффициенты для каждого значения угла δ , построены

тарировочные кривые (рис. 2.7), кривые изменения k_δ : $k_3 - k_1$, $k_2 - k_4$ и k_2 в зависимости от δ .

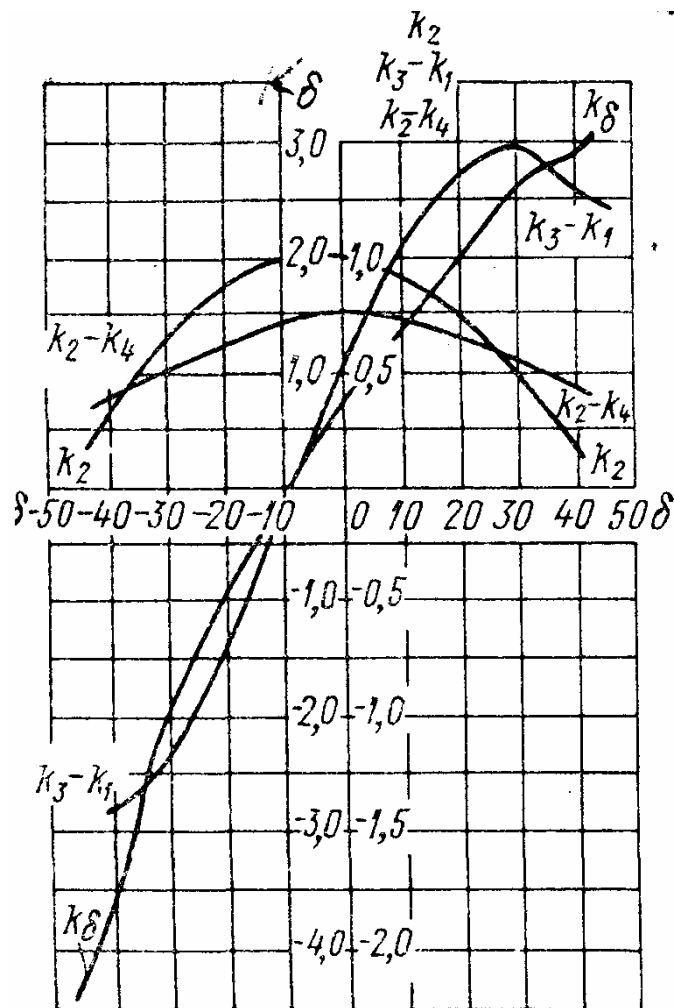


Рис. 2.7. Тарировочные кривые шарового зонда [76].

Таким образом, для определения направления и величины скорости, а также давления в данной точке пространства достаточно измерить $h_3 - h_1$, $h_2 - h_4$ и h_2 , затем рассчитать k_δ по формуле (2.4) и по кривой k_δ определить угол δ . Далее, по кривым $k_2 - k_4 = f(\delta)$ и k_2 , полученным при тарировке зондов, найти $k_2 - k_4$ и k_2 , по формулам (2.5) и (2.6) определить V_1 и $p_1 - p_a$.

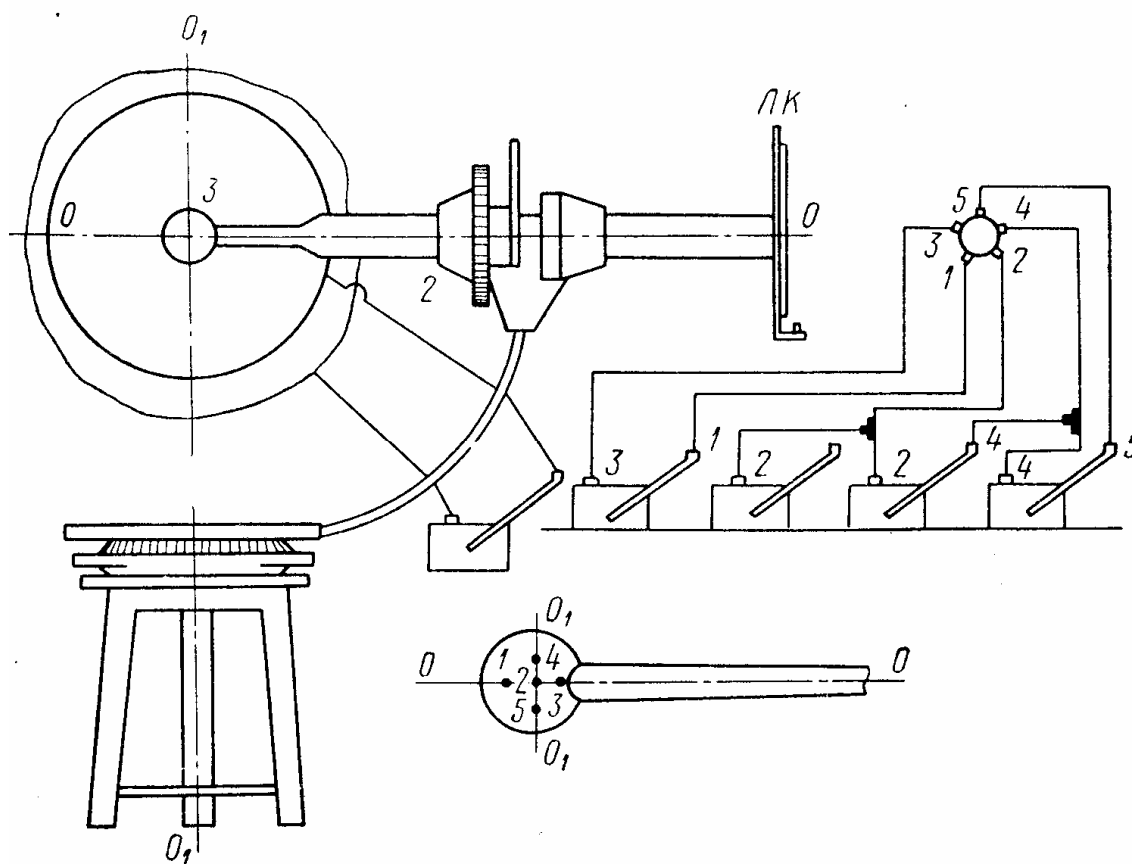


Рис. 2.8. Схема тарировочной установки и соединения отверстий зонда с микроманометрами:

ЛК – лимб координатника, по которому производится отсчет угла.

2.2.3. Оценка погрешности измерений.

Оценка погрешностей измерений при построении энергетической характеристики не отличалась от общепринятой [97] и описана в работе [16]. Погрешности прямых и косвенных измерений приведены в таблице 2.1. Отдельного внимания заслуживает оценка погрешности зондирования потока.

Таблица 2.1

Погрешности прямых и косвенных измерений

№	Определяемая величина, размерность	Средний уровень значения параметра	Абсолютная предельная погрешность	Предельная относительная погрешность, %	Среднеквадратичная относительная погрешность, %
1.	Избыточное давление на входе $P_{м1}$, кПа	50	0.16	0.32	0.16
2.	Избыточное давление на выходе $P_{м2}$, кПа	91.5	0.16	0.17	0.085
3.	Перепад давлений на насосе ΔP , кПа	41.5	0.16	0.39	0.19
4.	Перепад давлений на диафрагме ΔP_{ϕ} , кПа	58.16	0.4	0.69	0.35
5.	Частота вращения n , об/мин	1800	4	0.22	0.11
6.	Вес уравнивающего груза F , Н	34.1	0.05	0.15	0.075
7.	Длина рычага l , м	0.0775	0.001	0.13	0.0645
8.	Температура воды, °С	20	0.2	1.0	0.5
9.	Подача Q , м ³ /с	0.063		1.26	0.62
10.	Напор H , м	1.88		0.93	0.45
11.	Мощность N , кВт	1.79		1.39	0.70
12.	КПД η , %	70		2.09	1.05

Контроль точности зондирования потока осуществлялся сопоставлением расхода, определенного по результатам зондирования интегрированием эпюры расходной скорости, с расходом, измеренным с помощью диафрагмы.

Численное интегрирование выполнялось согласно методике осреднения неравномерных потоков, изложенной в [21, 96]. Полагая поток осесимметричным, для расхода имеем:

$$Q = 2\pi \int_{r_0}^{R_0} V_z(r) r dr, \quad (2.7)$$

где R_0 , r_0 – соответственно наружный и внутренний радиус сечения зондирования. Для выходного сечения $r_0 = 0$.

Интеграл (2.7) можно представить в виде:

$$Q = 2\pi (A_1 + A_2 + A_3),$$

где

$$A_1 = \int_{r_0}^{r_0+h_1} V_z(r) r dr, \quad A_2 = \int_{r_0+h_1}^{R_0-h_2} V_z(r) r dr, \quad A_3 = \int_{R_0-h_2}^{R_0} V_z(r) r dr.$$

Интегралы A_1 , A_3 соответствуют пристенным участкам. Интеграл A_2 определяется по формуле трапеций:

$$A_2 = \sum_{i=1}^N V_z^i r_i \Delta r_i.$$

Для вычислений интегралов A_1 и A_3 задаемся степенным законом изменения расходной скорости вблизи стенок:

$$V_z = V_z^1 \left(\frac{r - r_0}{h_1} \right)^{1/7}, \quad V_z = V_z^N \left(\frac{R - r}{h_2} \right)^{1/7}.$$

После интегрирования имеем:

$$A_1 = C_1 V_z^1; \quad A_3 = C_2 V_z^N,$$

где $C_1 = 0.875 h_1 (r_0 + 0.533 h_1)$; $C_2 = 0.875 h_2 (R_0 - 0.533 h_2)$.

Окончательно имеем:

$$Q = 2\pi \left[V_z^1 (C_1 + r_1 \Delta r_1) + \sum_{i=2}^{N-1} V_z^i r_i \Delta r_i + V_z^N (C_2 + r_N \Delta r_N) \right].$$

По результатам проведенного зондирования, относительная погрешность определения расхода на всех режимах не превышала 6%, что вполне приемлемо.

Другим критерием точности зондирования было сопоставление момента силового действия потока за направляющим аппаратом, измеренного с помощью неподвижной решетки плоских пластин [95] и определенного по результатам зондирования. Решетка устанавливалась вместо рабочего колеса, форма втулки решетки и рабочего колеса была идентичной. Полагая поток осесимметричным, а за решеткой – полностью раскрученным, момент сил определялся следующим образом [54]:

$$M_z = (\overline{V_u r}) \rho Q, \quad (2.8)$$

где $\overline{V_u r} = \frac{2\pi}{Q} \int_{r_0}^{R_0} V_z(r) V_u(r) r^2 dr$ – осредненный момент скорости.

Формула для вычисления осредненного момента скорости выводится аналогично формуле расхода и имеет вид:

$$\overline{V_u r} = \frac{2\pi}{Q} \left[V_u^1 V_z^1 (D_1 + r_1^2 \Delta r_1) + \sum_{i=2}^{N-1} V_u^i V_z^i r_i^2 \Delta r_i + V_u^N V_z^N (D_2 + r_N^2 \Delta r_N) \right],$$

где

$$D_1 = 0.304 h_1^3 + 0.875 h_1^2 r_0 + 0.778 h_1 r_0^2, \quad D_2 = 0.304 h_2^3 - 0.875 h_2^2 R_0 + 0.778 h_2 R_0^2.$$

Разница в определении момента силы составляла до 18%, что, по нашему предположению, обусловлено низкой чувствительностью измерительной решетки.

2.3. Выводы.

Поставленные задачи исследования определены практической необходимостью совершенствования методики проектирования меридианной проекции РК лопастной системы типа НР.

Для решения поставленных задач обоснован выбор способа проведения исследования.

Методика проведения экспериментальных исследований базируется на действующих ГОСТах и позволяет получить внешние интегральные характеристики испытуемых насосов и распределения составляющих абсолютных скоростей в мерных сечениях.

Анализ погрешностей прямых и косвенных измерений устанавливает их соответствие [64].

РАЗДЕЛ 3

ВЗАИМОСВЯЗЬ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

3.1. Выбор приведенного диаметра входа рабочего колеса.

Приведенный диаметр входной воронки рабочего колеса согласно Рудневу С.С. зависит от коэффициента входа K_{ex} и определяется по формуле [28]

$$D_{np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (3.1)$$

где Q - подача насоса, м³/с;

n - частота вращения ротора насоса, об/мин.

Величина K_{ex} вычислена С.С.Рудневым для случая обеспечения максимального КПД насоса с использованием гипотезы Г.Ф.Проскуры - характерной скоростью, определяющей уровень гидравлических потерь в колесе, является относительная скорость W и, следовательно, критерием для выбора величины внешнего диаметра входной воронки D_0 является условие минимума W_1 . Вывод С.С.Руднева сделан для случая $V_1 = V_{1m}$, где V_1 - абсолютная скорость потока на входе в колесо; V_{1m} - меридианная составляющая абсолютной скорости, величина которой равна

$$V_{1m} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2}, \quad (3.2)$$

при условии, что ее распределение во входной воронке колеса является равномерным. Следовательно, указанный вывод сделан для случая отсутствия момента скорости потока на входе в рабочее колесо ($m_1 = 0$) или, в наших обозначениях, произведен расчет величины K_{ex0} .

Проведём обобщение имеющегося способа выбора приведенного диаметра входа рабочего колеса для случая $m_1 = 0$ на случай, когда момент скорости потока перед РК имеет произвольную величину и знак. Методический подход [33], применяемый нами при рассмотрении этого случая, соответствует используемому С.С.Рудневым при анализе случая $m_1 = 0$

Из треугольника скоростей на входе в рабочее колесо для случая $V_{1u} \neq 0$ имеем [6]:

$$W_1^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2U_1V_{1u} = V_{1m}^2 + V_{1u}^2 + U_1^2 - 2U_1V_{1u}, \quad (3.3)$$

где V_1 – абсолютная скорость потока на входе в рабочее колесо;

$U_1 = \frac{\pi n}{30} r_1$ – окружная скорость рабочего колеса, и соответственно,

V_{1u} – проекция абсолютной скорости на окружное направление,

V_{1m} – меридианная составляющая абсолютной скорости.

На окружности диаметра D_{np} имеем значения скоростей:

$$V_{1u} = \frac{2K_1}{D_{np}} = \frac{2m_1Q}{D_{np}^2}, \quad (3.4)$$

$$U_1 = \frac{\pi n D_{np}}{60}.$$

Подставляя в (3.3) выражения для соответствующих скоростей (3.4) получим:

$$\begin{aligned} W_1^2 &= \left(\frac{4Q}{\pi D_{np}^2} \right)^2 + \left(\frac{2m_1 Q}{D_{np}^2} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_{np}^2 - 2 \left(\frac{\pi}{60} \right) n D_{np} \left(\frac{2m_1 Q}{D_{np}} \right) = \\ &= \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) \frac{Q^2}{D_{np}^4} + \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_{np}^2 - 4 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 \frac{Qn}{D_{np}}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Для нахождения минимального значения скорости W_1 дифференцируем правую часть по D_{np} и приравняем производную нулю.

$$-4 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) \frac{Q^2}{D_{np}^5} + 2 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_{np} + 4 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 \frac{Qn}{D_{np}^2} = 0. \quad (3.6)$$

Разделим полученное уравнение на D_{np} :

$$-2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) \frac{Q^2}{D_{np}^6} + \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 + 2 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 \frac{Qn}{D_{np}^3} = 0, \quad (3.7)$$

а затем преобразуем к виду, позволяющему получить квадратное уравнение:

$$\left[\left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 \right] D_{np}^6 + \left[2 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 Qn \right] D_{np}^3 - 2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) Q^2 = 0, \quad (3.8)$$

принимая $D_{np}^3 = x$, имеем квадратное уравнение

$$\left[\left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 \right] x^2 + \left[2 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 Q n \right] x - \left[2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) Q^2 \right] = 0. \quad (3.9)$$

Дискриминант квадратного уравнения:

$$\begin{aligned} D &= 4 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 m_1 Q^2 n^2 + 8 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) Q^2 = \\ &= 4 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 Q^2 n^2 \left[m_1^2 + 2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) \right]. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Решение квадратного уравнения (3.9) имеет вид:

$$x_1 = \frac{-2 \left(\frac{\pi}{60} \right) m_1 Q n + 2 \left(\frac{\pi}{60} \right) Q n \sqrt{m_1^2 + 2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right)}}{2 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2} = \quad (3.11)$$

$$= \frac{60 Q}{\pi n} \left(-m_1 + \sqrt{m_1^2 + 2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right)} \right)$$

$$x_2 = \frac{60 Q}{\pi n} \left(-m_1 - \sqrt{m_1^2 + 2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right)} \right). \quad (3.12)$$

Физический смысл имеет только корень x_1 , поскольку D_{np} – величина сугубо положительная.

Следовательно, учтя $x = D_{np}^3$

$$D_{np} = \sqrt[3]{\left(\frac{60}{\pi}\right) \left[-m_1 + \sqrt{m_1^2 + 2\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4}\right)} \right]} \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{n}\right)} = K_{ex} D_q. \quad (3.13)$$

Первый сомножитель в формуле (3.13) является коэффициентом входной воронки для общего случая наличия закрутки потока перед лопастным рабочим колесом

$$K_{ex} = \sqrt[3]{\left(\frac{60}{\pi}\right) \left[-m_1 + \sqrt{m_1^2 + 2\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4}\right)} \right]}. \quad (3.14)$$

При $m_1 = 0$ $k_{ex} = 3.25$, что не противоречит значению, полученному ранее С.С.Рудневым.

Выполним некоторые преобразования с формулой (3.14), что позволит выделить в ней множители, имеющие физическое толкование.

$$\begin{aligned} K_{ex} &= \sqrt[3]{\frac{60}{\pi} \frac{4}{\pi} \sqrt{2}} \sqrt[3]{\frac{-m_1 + \sqrt{m_1^2 + 2\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \left(1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4}\right)}}{\frac{4}{\pi} \sqrt{2}}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{240\sqrt{2}}{\pi^2}} \sqrt{\frac{-\pi m_1 + \sqrt{9\pi^2 m_1^2 + 32}}{4\sqrt{2}}} \end{aligned}$$

$$K_{ex} = K_{ex0} K_{exm}, \quad (3.15)$$

где K_{ex0} – коэффициент входной воронки при отсутствии закрутки потока,

K_{ext} – поправочный коэффициент, учитывающий влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на оптимальную величину его приведенного диаметра.

Результаты расчёта K_{ex} и K_{ext} представлено в таблице 3.1, а графическое изображение на рисунках 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1

Значения коэффициентов входной воронки
лопастного рабочего колеса при наличии закрутки потока перед ним

m_1	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
K_{ex}	3,659	3,536	3,423	3,326	3,25	3,207	3,19	3,199	3,23	3,278
K_{ext}	1,126	1,088	1,053	1,023	1	0,987	0,98	0,984	0,994	1,009

Проанализируем полученную зависимость коэффициента входной воронки лопастного рабочего колеса k_{ext} от безразмерного момента скорости потока m_1 . В качестве критерия при нахождении приведенного диаметра входа принято оптимальное значение КПД, определяемое минимально возможным значением относительной скорости W_1 на входе.

Введение отрицательной закрутки ($m_1 < 0$) однозначно приводит к увеличению относительной скорости W_1 (см. треугольники скоростей на рис. 3.3 а,б). В этом случае для уменьшения W_1 необходимо уменьшить меридианную скорость V_{1m} , что достигается путем увеличения площади

входной воронки РК за счёт большего значения приведенного диаметра D_{np} , т.е. получаем $K_{ext} > 1$.

Введение некоторого значения положительной закрутки ($m_1 > 0$) приводит к уменьшению относительной скорости W_1 (рис.3.3 в), однако абсолютная скорость V_1 несколько возрастает. В этом случае требуется меньшая площадь входной воронки, следовательно $K_{ext} < 1$.

Точка В (рис. 3.2) определяет минимальное значение K_{ext} . Треугольник скоростей, который соответствует этому случаю, представлен на рис. 3.3 г. При равенстве по значению и знаку окружной и окружной составляющей абсолютной скорости достигается минимальное значение относительной скорости. Площадь входной воронки минимальная и соответствует $K_{ext} = 0,98$.

При дальнейшем увеличении m_1 происходит увеличение относительной скорости W_1 по сравнению с предельным случаем (т. В) и следовательно требуется большая площадь входной воронки, что достигается за счет увеличения D_{np} ($0,98 < K_{ext} < 1$).

Точке С соответствует значение относительной скорости W_1 при отсутствии закрутки потока на входе в рабочее колесо (рис. 3.3 а). В этом случае K_{ext} также равно 1. Дальнейшее увеличение положительной закрутки потока требует значение $K_{ext} > 1$.

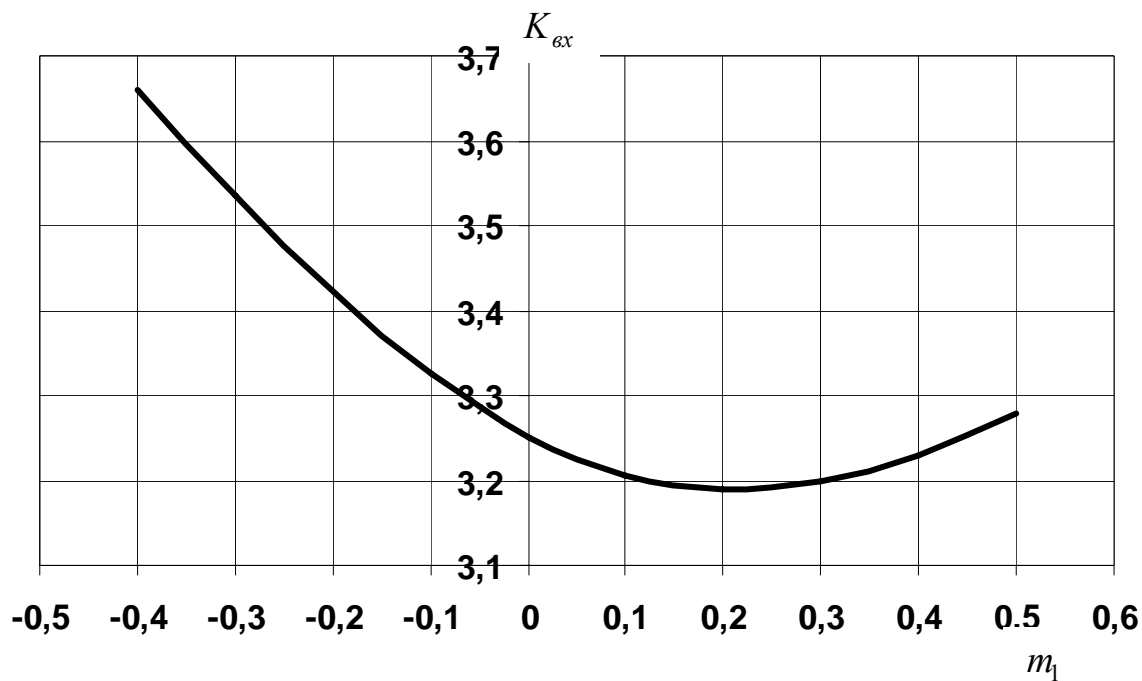


Рис. 3.1. Зависимость $K_{ex} = f(m_1)$.

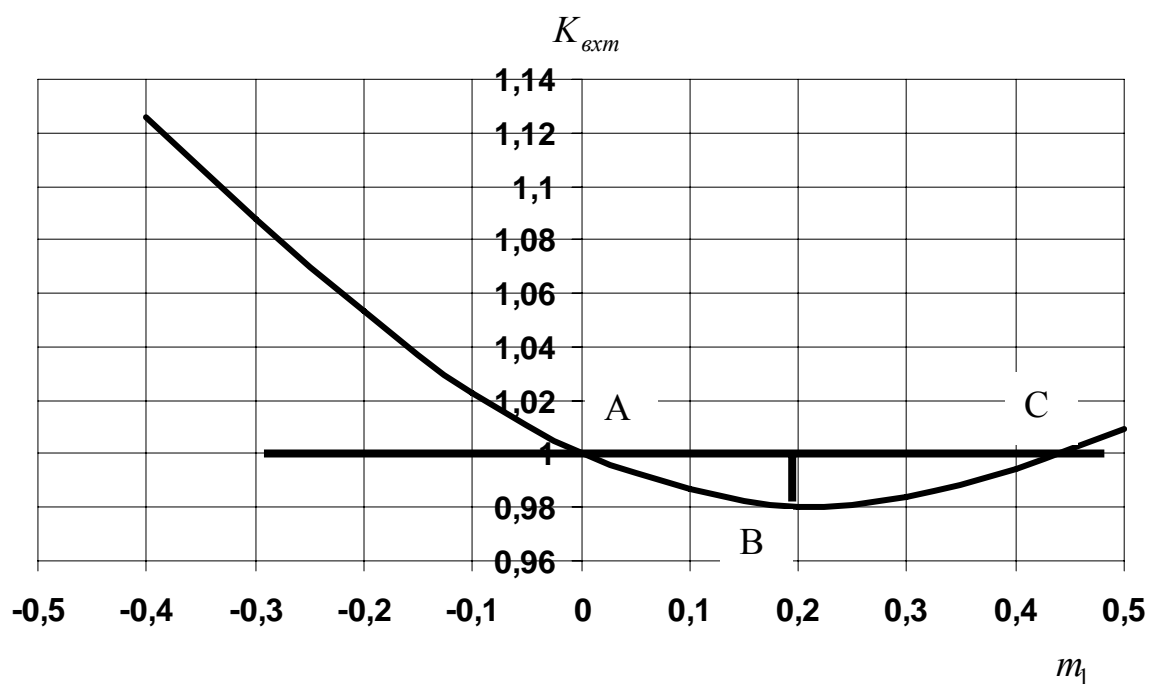


Рис. 3.2. Зависимость $K_{ext} = f(m_1)$.

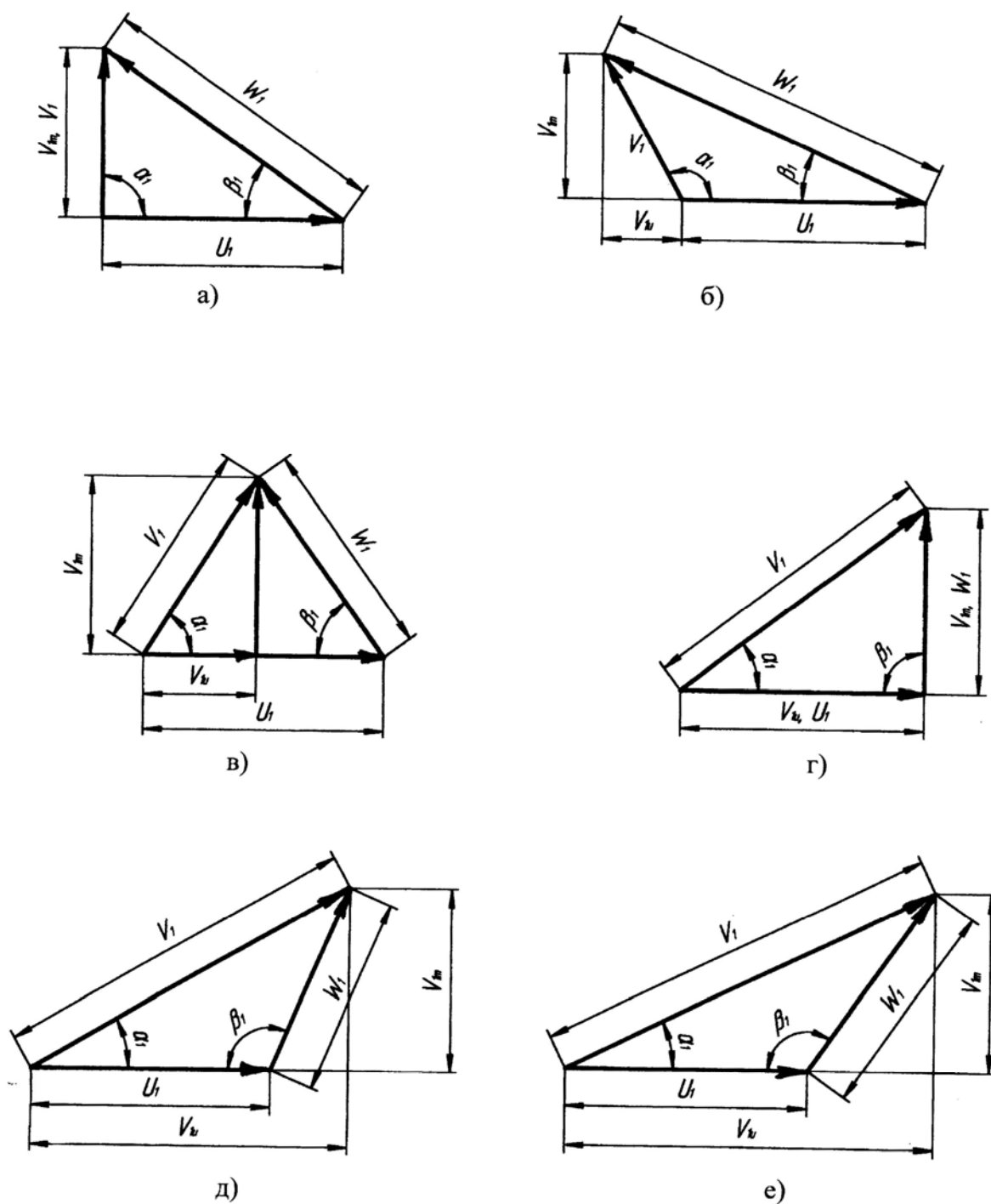


Рис. 3.3. Треугольники скоростей на входе в рабочее колесо лопастного насоса типа НР в зависимости от величины и знака момента скорости потока перед ним.

3.2. Требуемое значение момента скорости потока перед рабочим колесом.

Используя полученное в п. 3.1 выражение для приведенного диаметра входа, рассмотрим возможный методический подход к проектированию входных параметров лопастного РК при наличии перед ним закрученного потока [4, 5]. Для этого преобразуем основное уравнение гидромашин к удобному для проектанта виду. Общепринятым для указанного уравнения является вид

$$H_m = \frac{\omega}{g}(K_2 - K_1), \quad (3.16)$$

где H_m - теоретический напор рабочего колеса, м;

K_2 - момент скорости потока за рабочим колесом.

$$H_m = \frac{H}{\eta_z}, \quad (3.17)$$

где H - действительный напор насоса, м;

η_z - гидравлический КПД насоса.

Выполним преобразование уравнения (3.16) используя зависимость

$$m_1 = \frac{K_1 D_{np}}{Q} \text{ и (3.17)}$$

$$H = \frac{\pi n \eta_z}{30 g} \left(K_2 - \frac{Q m_1}{D_{np}} \right). \quad (3.18)$$

Используем выражение для коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.19)$$

которое, с учетом (3.18) принимает вид

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\left[\frac{\pi n \eta_z}{30 g} \left(K_2 - \frac{Qm_1}{D_{np}} \right) \right]^{3/4}} = \frac{3,65n^{1/4}\sqrt{Q}}{\left(\frac{\pi \eta_z}{30 g} \right)^{3/4} \left(K_2 - \frac{Qm}{D_{np}} \right)^{3/4}}. \quad (3.20)$$

Приравниваем правые части в выражениях (3.19) и (3.20)

$$\frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,65n^{1/4}\sqrt{Q}}{\left(\frac{\pi \eta_z}{30 g} \right)^{3/4} \left(K_2 - \frac{Qm}{D_{np}} \right)^{3/4}}.$$

После преобразований

$$H = \frac{\pi \eta_z n}{30 g} \left(K_2 - \frac{m_1 Q}{D_{np}} \right).$$

Откуда момент скорости потока на выходе из рабочего колеса

$$K_2 = \frac{Qm_1}{D_{np}} + \frac{30 g H}{\pi \eta_z n}. \quad (3.21)$$

С учетом (3.13), (3.15) уравнение (3.21) приобретает вид

$$m_1 = \frac{K_{ex0} K_{exm}}{\sqrt[3]{Q^2 n}} \left(K_2 - \frac{30gH}{\pi \eta_2 n} \right). \quad (3.22)$$

В состав формулы (3.22) входят величины, которые согласно наших исследований, так и исследований других авторов, имеют самостоятельные функциональные связи с моментом скорости потока на входе: $H = f(m_1)$, $Q = f(m_1)$, $\eta_2 = f(m_1)$, $n = f(m_1)$. Последняя зависимость определяет антикавитационные качества рабочего колеса и влияние на них величины m_1 .

3.3. Определение режима течения во входной воронке рабочего колеса.

Для определения наиболее близкою к действительной эпюре распределения меридианной составляющей абсолютной скорости потока V_{1m} во входной воронке РК вдоль радиуса и при решении задачи поиска зависимости $\bar{d}_{em1} = f(m_1)$ изначально возникает вопрос о режиме течения в рассматриваемом месте проточной части насоса [37]. Для ответа на него требуется определить значение числа Рейнольдса [32]

$$Re = \frac{VL}{\nu}, \quad (3.23)$$

где V – характерная скорость,

L – характерный размер,

ν - кинематический коэффициент вязкости.

Рассмотрим вопрос о выборе V и L . Исходим из предположения, что искомое число Рейнольдса структурно можно представить в виде

$$Re = \frac{D_{np} V_{cp}}{\nu} = k_{Re} Re_0, \quad (3.24)$$

где $V_{cp} = \sqrt{V_{mcp}^2 + V_{ucp}^2}$ - средняя абсолютная скорость потока во входной воронке колеса;

k_{Re} - коэффициент пропорциональности;

Re_0 - некое условное число Рейнольдса, определяемое по зависимости

$$Re_0 = \frac{V_0 L_0}{\nu}, \quad (3.25)$$

где $V_0 = \sqrt[3]{n^2 Q}$; $L_0 = \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$.

Комплексы V_0 и L_0 введены в теорию насосостроения С.С. Рудневым и на сегодняшний день широко используются. Далее остановимся на определении неизвестной величины k_{Re} . Проходная площадь входной воронки колеса равна

$$F = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2) = \frac{\pi}{4} D_0^2 (1 - \bar{d}_{em1}^2) = \frac{\pi D_{np}^2}{4}, \quad (3.26)$$

откуда

$$V_{mcp} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2}. \quad (3.27)$$

С другой стороны

$$V_{u_{cp}} = \frac{K_1}{r_{cp}},$$

где $r_{cp} = \frac{D_0 + d_{эм1}}{4}$ - средний радиус.

Получаем

$$r_{cp} = \frac{D_0}{4} (1 + \bar{d}_{эм1}) = \frac{D_{np}}{4} \frac{(1 + \bar{d}_{эм1})}{\sqrt{1 - \bar{d}_{эм1}^2}} = \frac{D_{np}}{4} \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{эм1}}{1 - \bar{d}_{эм1}}}, \quad (3.28)$$

ИЛИ

$$V_{u_{cp}} = \frac{4K_1}{D_{np}} \sqrt{\frac{1 - \bar{d}_{эм1}}{1 + \bar{d}_{эм1}}}. \quad (3.29)$$

Соответственно с учетом (3.27) и (3.29)

$$V_{cp}^2 = \frac{16Q^2}{\pi^2 D_{np}^4} + \frac{16K_1}{D_{np}^2} \left(\frac{1 - \bar{d}_{эм1}}{1 + \bar{d}_{эм1}} \right), \quad (3.30)$$

ИЛИ

$$V_{cp} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2} \sqrt{1 + \pi^2 \left(\frac{D_{np} K_1}{Q} \right)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{эм1}}{1 + \bar{d}_{эм1}} \right)}. \quad (3.31)$$

Окончательно с выражением для безразмерного момента скорости на входе в рабочее колесо

$$V_{cp} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}} \right)}. \quad (3.32)$$

Учитывая, что $D_{np} = K_{ex0} K_{exm} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ и принимая во внимание (3.24)

$$Re = \frac{4}{\pi \nu K_{ex0} K_{exm}} (Q^2 n)^{1/3} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}} \right)} Re_0. \quad (3.33)$$

Поскольку

$$\frac{(Q^2 n)^{1/3}}{\nu} = \frac{\sqrt[3]{n^2 Q} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}}{\nu} = \frac{V_0 L_0}{\nu} = Re_0,$$

с учетом (3.33) имеем

$$Re = \frac{4 Re_0}{\pi K_{ex0} K_{exm}} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}} \right)}, \quad (3.34)$$

и соответственно, искомая величина коэффициента пропорциональности равна

$$k_{Re} = \frac{4}{\pi K_{ex0} K_{exm}} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}} \right)}, \quad (3.35)$$

где K_{exm} определяется по зависимости (3.15)

Предварительный способ определения числа Рейнольдса во входной воронке рабочего колеса лопастного насоса на стадии его проектирования решает поставленную задачу, и может быть составной частью методики проектирования рассматриваемых РК в случае наличия перед ними произвольных по значению и знаку моментов скорости потока перекачиваемой жидкости.

3.4. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом.

Поиск зависимости $\bar{d}_{em1} = f(m_1)$ представляет собой определение при различных фиксированных значениях \bar{d}_{em1} величины $m_1 = m_{кр}$, при достижении которой происходит нарушение радиального равновесия потока во входной воронке рабочего колеса. Известно, что в области втулки значение расходной составляющей абсолютной скорости потока становится равным нулю и при $m_1 > m_{кр}$ вдоль втулки появляется возвратное течение [62]. Поэтому решения рассматриваемой задачи в качестве исходных данных требуется задание информации о геометрии входной воронки рабочего колеса и структуры течения в ней при $m_1 < m_{кр}$, т.е. когда радиальное равновесие еще сохраняется. Ниже остановимся на вопросе о способе определения таких исходных данных [36].

Полагаем, что рассматриваемое течение является осесимметричным и радиальная составляющая абсолютной скорости потока равна нулю. Соответственно, вопрос о структуре течения сводится к вопросу о формах эпюр распределения меридиональной V_m и окружной V_u составляющих абсолютной скорости потока вдоль радиуса. Геометрию сечения, в

котором рассматриваются указанные эпюры будем характеризовать безразмерной величиной

$$\bar{l} = \frac{r - r_{\text{см}}}{R - r_{\text{см}}}, \quad (3.36)$$

где: r – текущее значение радиуса, отсчитываемого от оси;

$$r_{\text{см}} = \frac{d_{\text{см1}}}{2} - \text{радиус втулки};$$

$$R_0 = \frac{D_0}{2} - \text{радиус входной воронки РК.}$$

Будем пользоваться средними величинами расходной составляющей скорости $V_{\text{мсп}}$ (3.27) и окружной составляющей скорости $V_{\text{иср}}$ (3.29). В

выражении (3.29) для $V_{\text{иср}}$ заменим $K_1 = \frac{m_1 Q}{D_{\text{пр}}}$ и тогда имеем

$$\frac{V_{\text{иср}}}{V_{\text{мсп}}} = \pi m_1 \sqrt{\frac{1 - d_{\text{см1}}}{1 + d_{\text{см1}}}}, \quad (3.37)$$

В безразмерном виде искомые эпюры будем представлять следующим образом:

$$\bar{V}_m = \frac{V_m}{V_{\text{мсп}}} = f_m(\bar{l}),$$

$$\bar{V}_u = \frac{V_u}{V_{\text{иср}}} = f_u(\bar{l})$$

где: $0 \leq \bar{l} \leq 1$.

Соответственно, в размерном виде указанные эпюры описываются зависимостями:

$$V_m = V_{mcp} f(\bar{l})$$

$$V_u = V_{mcp} \left(\pi m_1 \sqrt{\frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}}} \right) f_u(\bar{l}), \quad (3.39)$$

где $f_m(\bar{l})$ и $f_u(\bar{l})$ в общем случае неизвестные функции, возможные способы задания которых рассмотрим далее.

Рассмотрим два случая:

1 – использование модели идеальной жидкости;

2 – течение реальной жидкости. Применительно к первому случаю имеем $f_{m1}(\bar{l}) = 1$, т.е. эпюра распределения меридианной скорости по рассматриваемому сечению равномерная и $V_m = V_{mcp}$.

Определим функцию $f_{u1}(\bar{l})$, имея в виду, что в идеальной жидкости соблюдается закон $rV_u = const$. Тогда в наших обозначениях имеем

$$V_u = \frac{K_1}{r} = \frac{m_1 Q}{D_{np} r}. \quad (3.40)$$

Безразмерная эпюра по (3.40) описывается выражением

$$\bar{V}_u = \frac{V_u}{V_{ucp}} = \frac{m_1 Q}{D_{np} r} \frac{D_{np}^2}{4Q} \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{em1}}{1 - \bar{d}_{em1}}} = \left(\frac{1}{4} \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{em1}}{1 - \bar{d}_{em1}}} \right) \frac{D_{np}}{r} \quad (3.41)$$

Принимая во внимание выражение (3.36), имеем

$$r = \frac{D_0 [\bar{l}(1 - \bar{d}_{em1}) + \bar{d}_{em1}]}{2}, \quad (3.42)$$

и, соответственно,

$$\frac{D_{np}}{r} = \frac{2\sqrt{1 - \bar{d}_{em1}^2}}{\bar{l}(1 - \bar{d}_{em1}) + \bar{d}_{em1}}. \quad (3.43)$$

Подставляя в (3.41) выражение из (3.43), после преобразования получаем

$$f_{u1}(\bar{l}) = \bar{V}_u = \frac{1 + \bar{d}_{em1}}{2[\bar{l} + \bar{d}_{em1}(1 - \bar{l})]}. \quad (3.44)$$

Второй случай, или случай течения реальной жидкости, является существенно более сложным. Для его представления нами использовались данные работ [25, 32].

Сначала рассмотрим вопрос об определении функции $f_{u1}(\bar{l})$. Из экспериментальных данных следует [25], что эпюра $\bar{V}_u = f(\bar{l})$ остается одной и той же при $m_1 = var$ вплоть до достижения $m_{1max} = m_{kp}$, т.е. до момента нарушения радиального равновесия потока (рис.3.4).

Кривые на рис.3.4 являются экспериментальными, полученные путем зондирования потока пятиточечным шаровым зондом [76]. Точность полученных результатов контролировалась путем сравнения определяемых величин подач расходомерной диафрагмой и зондом. Результат считался достоверным, если расхождения величин указанных подач не превышало

5-8 %. Сюда вошли результаты, полученные описанным выше способом оговоренным способом в Ленинградском политехническом институте [32], во ВНИИАЭН [12] и в собственно эксперимент при участии автора в Сумском государственном университете [89].

Аппроксимация по методу наименьших квадратов кривых, представленных на рис.3.4, за исключением кривых $m_1 = 0,94$ и $m_1 = 0,17$, даёт зависимость:

$$\bar{V}_m = \sqrt{-\frac{471,35}{e^x} + 282,11x^2 - 164,85e^x - 296,81x + 636,68},$$

и (3.45)

$$\bar{V}_u = \ln\left(\left(-\frac{962,14}{e^x}\right) + 538,01x^2 - 290,06e^x - 648,35x + 1254,6\right),$$

где $e \cong 2,73$ - основание натурального логарифма;

$$x = \bar{l}.$$

Система уравнений (3.45) описывает аналитически указанные графические зависимости с точностью до 5 %. Таким образом, уравнения (3.45), с учетом зависимостей (3.27, 3.31, 3.38) с оговоренной точностью позволяют на стадии проектирования рабочего колеса насоса определять реальные эпюры распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом $V_{m_1} = f(r)$ и $V_{u_1} = f(r)$. Выше было отмечено, что данный вывод справедлив при соблюдении некоторых ограничений.

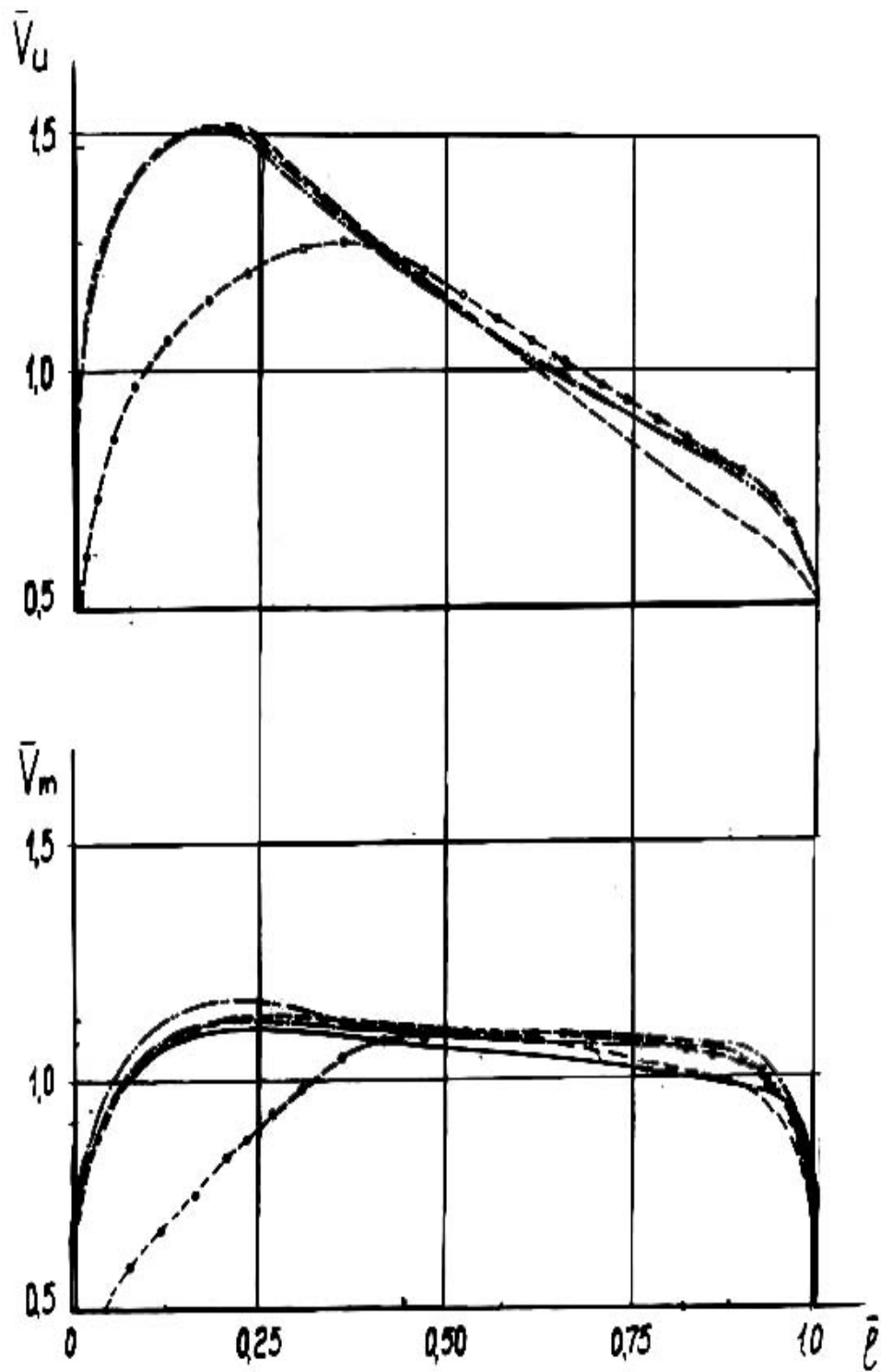


Рис. 3.4. Экспериментальные зависимости $\bar{V}_u = f(\bar{l})$ и $\bar{V}_m = f(\bar{l})$.

3.5. Определение втулочного отношения на входе рабочего колеса.

При проектировании традиционных лопастных систем принимаются условие $m_1 = 0$ и величина d_{em1} выбирается минимальной из условия механической прочности вала [63]. Для рассматриваемого нами случая $1 \geq |m_1| > 0$ вышеприведенного условия для выбора величины d_{em1} оказывается недостаточно. Экспериментальные исследования структуры циркуляционных потоков (течением с не равными нулю расходной V_m и окружной V_u составляющими абсолютной скорости потока) в кольцевом пространстве (схема "труба в трубе") показали [9, 16], что при заданной величине втулочного отношения $\bar{d}_{em} = d_{em}/D$ (в данном случае d_{em} - диаметр внутренней трубы, и D - диаметр наружной трубы) с ростом величины V_u (соответственно с ростом m) наступает момент, когда у втулки достигается условие $V_m = 0$ (соответственно $V_u = V_{ukp}$) и при $V_u > V_{ukp}$ появляется зона возвратного течения. При появлении последней, во входной воронке рабочего колеса насоса его энергетические показатели резко падают и эксплуатация такого насоса становится экономически нецелесообразной. Соответственно в случае $m_1 \neq 0$ для выбора величины \bar{d}_{em1} кроме ограничений по механической прочности появляется дополнительное условие

$$\bar{d}_{em1} \geq \bar{d}_{вткр},$$

где $\bar{d}_{вткр} = f(m_1)$.

Поиск зависимости $\bar{d}_{вткр} = f(m_1)$ приводился нами расчетным путем с последующим сопоставлением полученных результатов и имеющихся

экспериментальных данных [9, 16]. Средством проведения расчетного эксперимента стал программный продукт CHANNELLER, разработанный А.Н.Кочевским с использованием математической модели на базе обобщенных уравнений Прандтля [56, Приложение А]. Задачей расчета является определение поля скоростей и давлений в диапазоне расчетной области. Область использования указанного продукта ограничена условиями осесимметричности и безотрывности течения [8].

3.5.1. Требования к искомому средству проведения исследования.

Выполненный анализ [27, 30] существующего положения с обеспеченностью насосостроения средствами ведения расчетных исследований показал, что его можно оценить как неудовлетворительное. При этом проблема заключается не только и не столько в создании математических моделей процессов в гидродинамических насосах и установках и их программной реализации для ЭВМ. Не менее значимая часть, отставание в которой отечественного насосостроения наиболее заметно, заключается в разработке методики их использования, что выливается в оценку заложенных в модели краевых условий, согласование вида и формы получаемых результатов расчета с соответствующими результатами физического эксперимента и принятой формы представления соответствующих результатов в конструкторской и иной документации на создаваемую машину.

Выше приведенный вывод относительно насосостроения в целом, распространяется и на рассматриваемую нами в области насосостроения задачу в частности. Готовое средство ее решения на момент выполнения данной работы отсутствовало, поэтому одной из частных задач выполняемого исследования стало осуществление выбора и доработки средства проведения рассматриваемого расчетного исследования.

Искомое средство проведения расчетного исследования должно было удовлетворять требованиям:

- описывать осесимметричное течение с циркуляционной составляющей абсолютной скорости потока;
- возможность полно учитывать наличие вязкости у рассматриваемой жидкости;
- использовать математическую модель, описываемую системой уравнений параболического типа;
- быть приспособленным для расчета параметров течения в цилиндрической трубе (конфузоре, диффузоре) с внутренней втулкой, вращающейся или неподвижной;
- быть приспособленным для восприятия исходных данных во входном расчетном сечении в общем случае произвольного вида (не равномерные эпюры распределения меридианной и окружной составляющих скорости, статического давления).

Работы по созданию средства проведения расчетных исследований удовлетворяющих вышеперечисленным требованиям велось на кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ [23, 50, 55, 56]. Его численная реализация была осуществлена А.Н.Кочевским в виде программного продукта CHANNELLER. Автор работы совместно А.Н.Кочевским принимал участие в разработке руководства пользователя данным программным продуктом. Необходимо отметить, что работа над указанным руководством должна быть продолжена, поскольку возможности рассматриваемого программного продукта существенно шире [82], чем только рассматриваемая нами задача, но это выходит за рамки настоящей работы.

Программный продукт CHANNELLER предназначен для расчета осесимметричных течений в каналах, в том числе закрученных течений. Программный продукт позволяет рассчитать течение как в простых цилиндрических или конических трубах, так и в каналах, содержащих внутреннюю втулку («труба в трубе»). В последнем случае расчет может быть выполнен как при неподвижной, так и при вращающейся втулке.

Форма образующей наружной стенки канала и втулки не обязательно должна быть прямолинейной, но может быть произвольной; при вводе исходных данных ломаная или криволинейная образующая задается множеством принадлежащих ей точек. Режим течения может быть как ламинарным, так и турбулентным.

Исходными данными для расчета являются геометрическая конфигурация канала, свойства жидкости и параметры потока во входном сечении. Задачей расчета является определение поля скоростей и давлений во всем диапазоне расчетной области и, как следствие, определение величины потерь энергии к выходному сечению канала.

Математической моделью, заложенной в разработанный программный продукт, являются обобщенные уравнения Прандтля. Использование этой математической модели, реализованной в криволинейной системе координат, позволяет быстро и эффективно выполнить расчет течения за один проход от входного сечения расчетной области до выходного.

Область применимости.

Расчет течения может быть выполнен лишь в том случае, если течение является безотрывным. Расходная составляющая скорости в области отрыва приобретает отрицательный знак, что свидетельствует о ее направлении против течения основного потока. При появлении отрыва нарушаются допущения, заложенные в основу математической модели, и расчет может прерваться либо привести к неточным результатам. Наличие или отсутствие отрыва в канале сильно зависит от геометрической конфигурации канала и параметров потока во входном сечении. Кроме того, при возрастании закрутки потока, даже если течение остается безотрывным, точность результатов расчета несколько снижается

вследствие отклонения от допущений, заложенных в основу математической модели.

Ограничения по применению программного продукта.

Геометрию проточной части необходимо задавать в соответствии с рекомендациями:

$$d/L=1/3$$

где d – диаметр расчетного канала

L – длина расчетного канала.

Выбирать входное и выходное сечения расчетной области достаточно далеко от участков искривления потока.

Расчет при безотрывном течении в диффузоре возможен при соблюдении следующих условий:

$$n=2 \quad \alpha < 30,$$

$$n=3 \quad \alpha < 16,$$

$$n=4 \quad \alpha < 12,$$

$$n=6 \quad \alpha < 8,$$

где n – степень расширения диффузора, т.е. D_{22}/D_{21} ;

α - угол раскрытия диффузора.

Исходные данные.

Все необходимые для проведения расчета и представления результатов исходные данные представляются в виде файла с расширением '.ini'. Структура файла исходных данных описана ниже. Все исходные данные следует вводить в системе СИ. Можно использовать также любую другую систему единиц, но необходимо следить, чтобы все данные представлялись в одной системе.

Первые четыре раздела файла содержат описание геометрической конфигурации расчетной области, и эпюры скорости во входном сечении канала. Расчетную область канала удобно представить как фигуру, получаемую путем сечения канала меридиональной плоскостью. Снизу расчетная область ограничивается образующей втулки или (при отсутствии втулки) осью канала, сверху – образующей наружной стенки канала. Левая граница расчетной области представляет собой входное сечение канала, в котором известна эпюра скорости и величина давления на стенке, правая граница – выходное сечение канала, в котором эпюра скорости должна быть получена расчетным путем. Для описания расчетной области используется цилиндрическая система координат (X, R) , причем начало отсчета вдоль оси X может быть выбрано в произвольной точке оси. Если границы имеют прямолинейную или ломаную форму, для их задания достаточно соответственно двух или нескольких узлов, если криволинейную, они аппроксимируются ломаными. Увеличивая число узлов, можно задать форму границы со сколь угодно высокой точностью.

3.5.2. Определение критической величины момента скорости потока при различных способах задания исходных данных.

Поиск зависимости $\bar{d}_{em1} = f(m_1)$ представляет собой определение тем или иным способом при различных фиксированных значениях \bar{d}_{em1} величины $m_1 = m_{kp}$, при достижении которой происходит нарушение радиального равновесия потока. В области втулки значение расходной составляющей абсолютной скорости потока становится равным нулю и далее при $m_1 > m_{kp}$ вдоль втулки появляется возвратное течение. Для решения рассматриваемой задачи в качестве исходных данных требуется

задание информации о геометрии канала и структуры течения в ней при $m_1 < m_{kp}$, т.е. когда радиальное равновесие еще сохраняется.

Результаты выполненного исследования в обобщенном виде представлены на рис.3.5. Как указано на рисунке исследование проводилось для случаев неподвижной ($n_{em} = 0$), и вращающейся втулки ($n_{em} \neq 0$). Представленные на рис.3.5 данные справедливы только для случая $n_{em} \leq 6000$ об/мин. И, конечно же, обращает на себя внимание существенное влияние на зависимость $\bar{d}_{emkr} = f(m_1)$ реальной структуры течения по сравнению с идеализированной ее моделью.

3.5.3. Использование идеализированных исходных данных.

Для выполнения расчета использовались идеализированные исходные данные, полученные на основе расчетной формулы (3.44) и условия $f_{m1}(\bar{l}) = 1$. Термин «идеализированные» исходные данные введен нами как компромисс между используемой моделью идеальной жидкости при определении указанных исходных данных и используемым средством ведения расчетного эксперимента, имеющим в своей основе пусть упрощенные, но все же модель течения реальной (вязкой) жидкости. Следствием указанного компромисса является условие при $\bar{l} = 0$ и $\bar{l} = 1$ равенства нулю составляющих абсолютной скорости потока, но участки изменения величин указанных составляющих абсолютной скорости от рассчитанных по модели течения идеальной жидкости до нуля, мы считаем пренебрежительно малым, и возможную в связи с этим погрешность расчета не учитываем.

Все исходные данные задавались в единой системе SI.

Пример полученных результатов расчета приводится в Приложении А.

3.5.4. Использование реальных исходных данных.

Под реальным заданием исходных данных подразумевается задание реальной эпюры распределения меридианной составляющей абсолютной скорости. С другой стороны данный способ задания исходных данных интересен тем, что дает возможным оценить наличие (отсутствие) влияния формы эпюры $V_m = f(\bar{l})$ на величину статического момента скорости потока при заданном втулочном отношении.

Пример расчета при использовании комбинированных исходных данных приводятся Приложении А.

Результаты расчетов, с заданием реальных исходных данных показали, что в случае учета наличия реальных эпюр распределения меридианной и окружной составляющих абсолютной скорости потока появление возвратного течения будет при больших значениях момента скорости потока, чем в случае использования идеализированных исходных данных.

Использование результатов расчета приведенных на рис. 3.5. является достаточным во избежание появления возвратного течения в области втулки во входной воронке рабочего колеса. Данные результаты подтверждаются имеющимися экспериментальными данными по этому поводу в [7, 9].

3.6. Определение втулочного отношения на выходе из рабочего колеса.

При выборе втулочного отношения на выходе необходимо, с одной стороны, стремиться к его возможно меньшему значению, поскольку в этом случае будет минимальным и радиальный габарит обтекателя, что положительно сказывается на энергетических и вибрационных показателях. С другой стороны, значительное уменьшение \bar{d}_{em2} приводит к

проявлению нежелательных гидромеханических процессов. При проектировании лопастей рабочего колеса напор вдоль радиуса обычно принимают постоянным, что приводит при уменьшении радиуса к увеличению угла разворота потока в решетке, а значит к росту кривизны профиля.

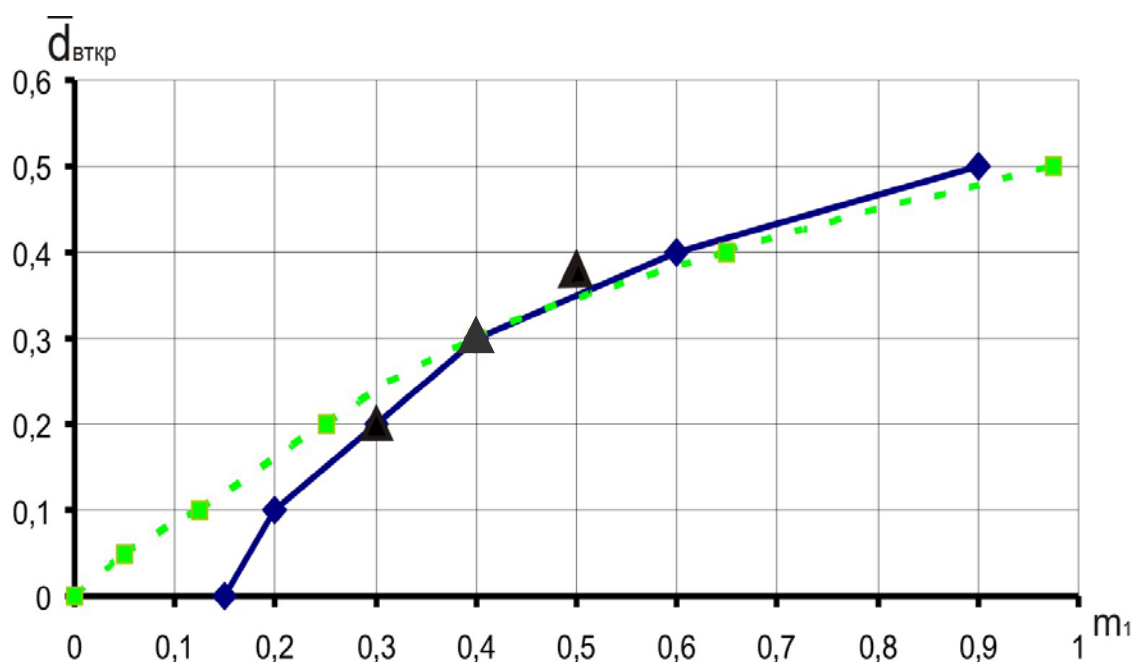


Рис. 3.5. Зависимость $\bar{d}_{втр} = f(m_1)$:

- □ – □ – □ - идеализированные исходные данные,
- ■ – ■ – ■ - реальные исходные данные
- ▲ - эксперимент.

При увеличении угла разворота потока в решетке для обеспечения безотрывности обтекания требуется согласно графику Хоуэлла [58] большая плотность решетки l/t , что обуславливает, несмотря на уменьшение уровня относительных скоростей на обеих сторонах лопасти, значительный рост профильных потерь.

В рабочем колесе лопастной системы типа РВ втулочное отношение на выходе существенным образом влияет на эпюру распределения относительных скоростей вдоль профиля решетки. При введении

диагональности происходит уменьшение диффузорности течения на всасывающей стороне профиля, что, в конечном итоге, уменьшает размеры отрывной зоны на профиле [39]. Указанная рекомендация отражает действительное положение вещей: насосы серии О и ОП [66], обладающие высокими энергетическими качествами и достаточно хорошими антикавитационными показателями, имеют рабочие колеса с втулками конической формы. Очевидно, что для получения высоких энергетических качеств и приемлемых условий на входе (отсутствие обратных токов вдоль втулки), втулочное отношение на выходе рабочего колеса лопастной системы типа НР также должно удовлетворять условию: $\bar{d}_{2em} > \bar{d}_{1em}$. С целью уточнения оптимальной величины \bar{d}_{2em} [16] были проведены расчетные исследования с использованием результатов расчета обтекания решеток профилей, расположенных на втулочной поверхности тока рабочего колеса, по программе Б.С.Раухмана.

Расчетные исследования были проведены для рабочих колес с коэффициентами быстроходности $n_s = 550$ и $n_s = 765$ (при $n_s = 550$ $\bar{d}_{em2} = 0.49$; при $n_s = 765$ $\bar{d}_{em2} = 0.4$). Выбор указанных коэффициентов быстроходности обусловлен тем, что они входят в предложенный в работе [16] типоразмерный ряд моделей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности, покрывающих наиболее применимое поле параметров $Q - H$.

Принимая за критерий оптимальности форму безразмерной эпюры распределения относительных скоростей вдоль профиля, имеющую место для втулочных решеток профилей рабочих колес серии ОП ($n_s = 550$ - лопастная система ОП-2, $n_s = 765$ - лопастная система ОП-5), производился поиск соотношения величин отрицательного момента скорости потока на входе в рабочее колесо и диагональности его втулки, которое позволяло сохранить форму распределения скоростей вдоль профиля в решетке колеса соответствующей оптимальной.

Последующая экспериментальная проверка результатов расчета на рабочих колесах указанных быстроходностей позволило предложить эмпирическую формулу для определения зависимости втулочного отношения на выходе из рабочего колеса \bar{d}_{2em} от коэффициента быстроходности n_s :

$$\bar{d}_{2em} = \frac{22.3}{n_s^{0.603}}, \quad (3.46)$$

которая структурно соответствует известной формуле (1.10) для рабочих колес лопастной системы типа РВ.

3.7. Методические указания к проектированию меридианной проекции рабочего колеса при наличии перед ним произвольного по знаку и величине момента скорости потока.

Энергетические и кавитационные характеристики осевого насоса в значительной степени определяются выбранными при разработке основными конструктивными параметрами колеса и его лопастей.

Методика проектирования меридианной проекции рабочего лопастной системы типа НР в виде блок-схемы представлена на рис.3.6.

Предлагаемая методика проектирования, обеспечивающая высокую экономичность динамических насосов, исходит из следующих исходных обстоятельств:

- перекачиваемая жидкость – чистая холодная вода (температура не более +40 °С, кинематическая вязкость не более $1,75 \cdot 10^{-6}$ м²/с, плотность не более 1050 кг/м³, концентрация взвешенных частиц не более 2,5 кг/м³, растворенные твердые включения не более 50 кг/м³, общее содержание газа, растворенного и свободного, не должно превышать объем насыщения);

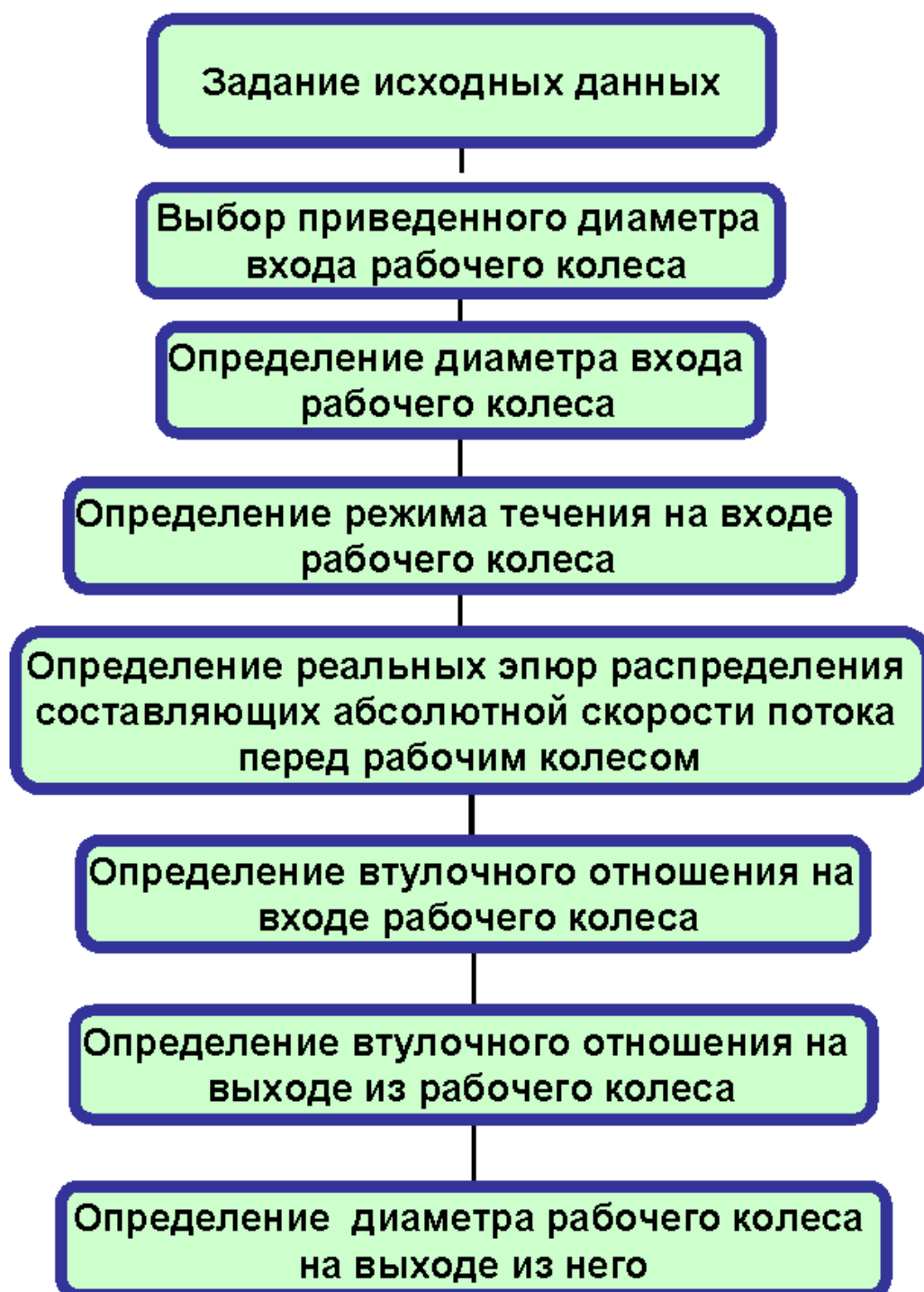


Рис. 3.6. Блок-схема проектирования меридианной проекции рабочего колеса осевого насоса типа НР.

- частота вращения до 6000 об/мин;
- коэффициент быстроходности n_s от 400 до 800.

Методика применительна и для жидкостей, отличных от чистоты холодной воды, однако, в этом случае происходит снижение экономичности насоса, поскольку его характеристики значительно изменяются в зависимости от свойств перекачиваемой жидкости.

1. Задание исходных данных.

В общем случае к числу исходным данных относятся:

- вид перекачиваемой жидкости;
- подача Q , $м^3 / ч$;
- напор насоса H , $м$.

Частота вращения ротора насоса n может входить в число исходных данных, предъявляемых заказчиком в техническом задании на проектирование. Однако при этом необходимо учитывать то обстоятельство, что повышение частоты вращения насоса улучшает его массогабаритные показатели (уменьшается наружный диаметр рабочего колеса D_2), но ужесточает требования по антикавитационным качествам, и наоборот. Поэтому здесь требуется оценка энергокавитационных и массогабаритных показателей насоса, что сводится к определению по исходным данным коэффициента быстроходности n_s и кавитационного коэффициента быстроходности C , определяемого по формуле, предложенной С.С. Рудневым:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h}{10}\right)^{0.75}}, \quad (3.47)$$

где Δh - кавитационный запас.

Величина C в оптимуме характеристики насосов с высокими антикавитационными характеристиками примерно одинакова и равна $C \approx 1000$ [59].

Из формулы (3.47) с учетом выражения для коэффициента подачи

$$K_Q = \frac{Q}{nD_2^3},$$

получаем

$$nD = 60^{1/3} C^{1/3} \sqrt{\left(\frac{\Delta h}{10}\right)} K_Q^{1/3}.$$

Принимаем среднее значение $\frac{\Delta h}{10} \approx 1$; $K_Q \approx 0.5$ [59].

Тогда $nD_2 \approx const = 500$. Это соотношение является проверочным после обоснования выбора частоты вращения и соответствующего расчета D_2 .

2. Определение приведенного диаметра рабочего колеса.

Приведенный диаметр входа рабочего колеса это $D_{np} = f(m_1)$ и он определяется по зависимости (3.13). В формулу (3.13) входит безразмерный момент скорости потока на входе в рабочее колесо m_1 , значение которого можно определить методом последовательных приближений, решая совместно уравнения (3.1) и уравнение $D_{np} = \frac{m_1 Q}{K_1}$.

$$D_{np} = \frac{m_1 Q}{K_1} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (3.48)$$

где K_{ex} определяем по формуле (3.15).

Решаем уравнение (3.48) с учетом уравнений (3.4), (3.16) и (3.17) и находим величину m_1 . Определив m_1 - мы получаем значение D_{np} .

3. Определение диаметра входа рабочего колеса.

Диаметр входа рабочего колеса D_0 определяется по зависимости

$$D_0 = \frac{D_{np}}{\sqrt{1 - \bar{d}_{em1}^2}},$$

где \bar{d}_{em1}^2 - втулочное отношение на входе в рабочее колесо.

Часто размер втулки выбирают минимальным из условия получения приемлемой формы корневого сечения лопастей рабочего колеса. Однако при этом предельном размере энергетические качества насоса получаются низкими.

Стандартные рекомендации по выбору предельно малой величины втулочного отношения на входе сводятся к условию обеспечения механической прочности и конструктивных особенностей при условии $m_1 = 0$. При $m_1 \neq 0$ необходима обязательная проверка на условие обеспечения безотрывного течения у втулки рабочего колеса, которая предложена на рис.3.5, т.е. согласование условия :

$$\bar{d}_{em1} \geq \bar{d}_{emкр}.$$

4. Определение режима течения во входной воронке рабочего колеса.

Определение величины числа Рейнольдса (Re) производится по формуле (3.30)

$$\text{Re} = \frac{D_{np} V_{cp}}{\nu} = k_{\text{Re}} \text{Re}_0,$$

$$\text{где } k_{\text{Re}} = \frac{4}{\pi k_{\text{ex}0} K_{\text{ex}m}} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left(\frac{1 - \bar{d}_{\text{em}1}}{1 + \bar{d}_{\text{em}1}} \right)}.$$

Данный шаг необходим для последующего определения максимально действительной эпюры распределения меридианной составляющей абсолютной скорости потока V_m во входной воронке рабочего колеса вдоль.

Данные для первичного определения искомых величин графически отображены на рис. 3.4. и могут быть использованы для дальнейшего расчета.

Распределение эпюр составляющих абсолютной скорости необходимо для последовательно решения уравнения (3.48) при задании величины K_1 .

5. Определение втулки на выходе из рабочего колеса.

Для получения высоких энергетических качеств, рабочие колеса целесообразно проектировать с конической втулкой. Для определения зависимости втулочного отношения на выходе из рабочего колеса $\bar{d}_{2\text{em}}$ от коэффициента быстроходности n_s используем аналитическую зависимость (3.46).

$$\bar{d}_{2\text{em}} = \frac{22.3}{n_s^{0.603}}.$$

6. Определение значения наружного диаметра D_2 .

Для осевого рабочего колеса $D_2 = D_0$.

3.8. Выводы.

Проведенные аналитические исследования, результаты которых нашли отражение в данном разделе, позволяют сделать следующие выводы:

- получена зависимость для определения приведенного диаметра входа рабочего колеса с учетом произвольного по знаку и значению момента скорости потока перед ним;
- показан путь получения требуемого значения момента скорости потока перед рабочим колесом;
- получен поправочный коэффициент критерия Рейнольдса, который зависит от значения момента скорости потока, для определения режима течения во входной воронке рабочего колеса;
- установлены условия и сформулированы рекомендации по выбору втулочного отношения на входе в рабочее колесо в зависимости от знака и значения момента скорости потока;
- уточнена аналитическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности;
- в ходе исследования разработана методика проектирования меридианной проекции рабочего колеса при наличии перед ним произвольного по знаку и значению момента скорости потока.

РАЗДЕЛ 4

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1. Описание расчетного исследования.

При создании новой гидромашины, когда подходящие модельные характеристики отсутствуют, спрогнозировать ее напор и КПД до ее изготовления в металле до недавнего времени было крайне затруднительно. Определить теоретический напор, задавшись треугольниками скоростей на входе и выходе, позволяет уравнение Эйлера. Для определения углов потока в этих треугольниках было предложено множество эмпирических формул для различных классов гидромашин (например, поправка Стодолы – Майзеля).

При отсутствии модельных характеристик спрогнозировать параметры, выдаваемые гидромашинной, возможно лишь по результатам расчета картины течения жидкости внутри ее проточной части. Общий случай движения жидкой среды описывается уравнениями Навье – Стокса, однако их решение ввиду их сложности до недавнего времени было возможно лишь с существенными упрощениями [44].

Так, с 60-х годов прошлого века, после появления и распространения первых ЭВМ, стали применяться методы, в которых пренебрегалось вязкостью жидкости, т.е. жидкость полагалась идеальной, а ее течение – потенциальным. В нашей стране широкое признание получил метод Раухмана Б. С. [79], позволивший рассчитывать скорости и давления на контурах профилей, лежащих на осесимметричных поверхностях тока, в 2-мерной постановке.

Примерно в то же время были разработаны численные методы решения уравнений Прандтля, описывающих течение вязкой жидкости в

пограничном слое, также в 2-мерной постановке [103]. Еще ранее были разработаны первые модели турбулентности. Соответствующий обзор моделей представлен в работах [1, 43, 90, 98].

Далее были разработаны более сложные методы моделей исследования, в которых течение жидкости в ядре потока полагалось потенциальным, а в пограничном слое вблизи обтекаемых тел – вязким [47]. Применительно к лопастным гидромашинам такие работы проводились сначала в 2-мерной постановке [49], а затем и в 3-мерной [101, 102, 108].

В 70-е годы были разработаны первые методы, позволявшие выполнять численное решение полных уравнений Навье – Стокса и Рейнольдса как в 2-мерной, так и в 3-мерной постановке [1, 104]. С годами как методы решения этих уравнений, так и используемые модели турбулентности постепенно совершенствовались [1], появлялось много работ, демонстрирующих успешное их применение на практике. Эти уравнения научились успешно применять и для расчета течения внутри вращающегося рабочего колеса [105, 106].

Наконец, в последнее десятилетие лучшие из разработанных методов моделирования и расчета течений жидкости и газа в областях произвольной геометрической конфигурации, в том числе в проточных частях гидромашин, были реализованы в виде коммерческих программных продуктов, и эти продукты получили широкое распространение на рынке. Судя по публикациям в ведущих международных журналах по гидромеханике, наиболее серьезных успехов добились, в частности, коллективы разработчиков CFX (Канада – Англия – Германия [99, 100]), STAR-CD (Англия [109, 110]), Fluent (США [111]), Numeca (Бельгия [112]), FlowER (Украина) и др. Хорошая документированность этих и других программных продуктов позволяет достаточно квалифицированному специалисту выполнять с их помощью расчеты течений самостоятельно, лишь с незначительной технической поддержкой со стороны

разработчиков.

Проведенный анализ также работ [54, 103, 105, 106, 107] позволил нам остановиться на программном пакете CFX.

Процедура подготовки исходных данных, выполнения расчета с помощью этого программного продукта и анализа результатов описана ниже.

CFX-BladeGen. Для построения твердотельной модели элементов проточной части был использован программный продукт CFX-BladeGen. Отдельно выполнялось построение модели направляющего аппарата, отдельно – рабочего колеса (вместе с отводящим диффузором). Интерфейс CFX-BladeGen позволил удобно внести все данные с теоретического чертежа рабочего колеса. Лопать рабочего колеса задавалась по чертежам профилей, получаемых при сечении лопасти цилиндрическими поверхностями различного радиуса. Окно программного продукта CFX-BladeGen представлено на рис. 4.1.

CFX-BladeGenPlus. После построения твердотельных моделей направляющего аппарата и рабочего колеса в них был выполнен расчет течения с помощью программного продукта CFX-BladeGenPlus. Этот программный продукт имеет простой интуитивно понятный интерфейс, что позволяет работать с ним инженеру, не имеющему специальных знаний в области вычислительной гидромеханики.

Перед проведением расчета течения в CFX-BladeGenPlus выполняется построение неструктурированной расчетной сетки с ячейками в виде тетраэдров. Мы использовали расчетную сетку, содержащую около 240 тыс. узлов.

В окне представлена геометрическая модель рабочего колеса с втулочным отношением на выходе 0.4. Зависимости в нижней части рисунка (распределение углов и толщины лопасти вдоль хорды лопасти) относятся к профилю, расположенному вблизи втулки.

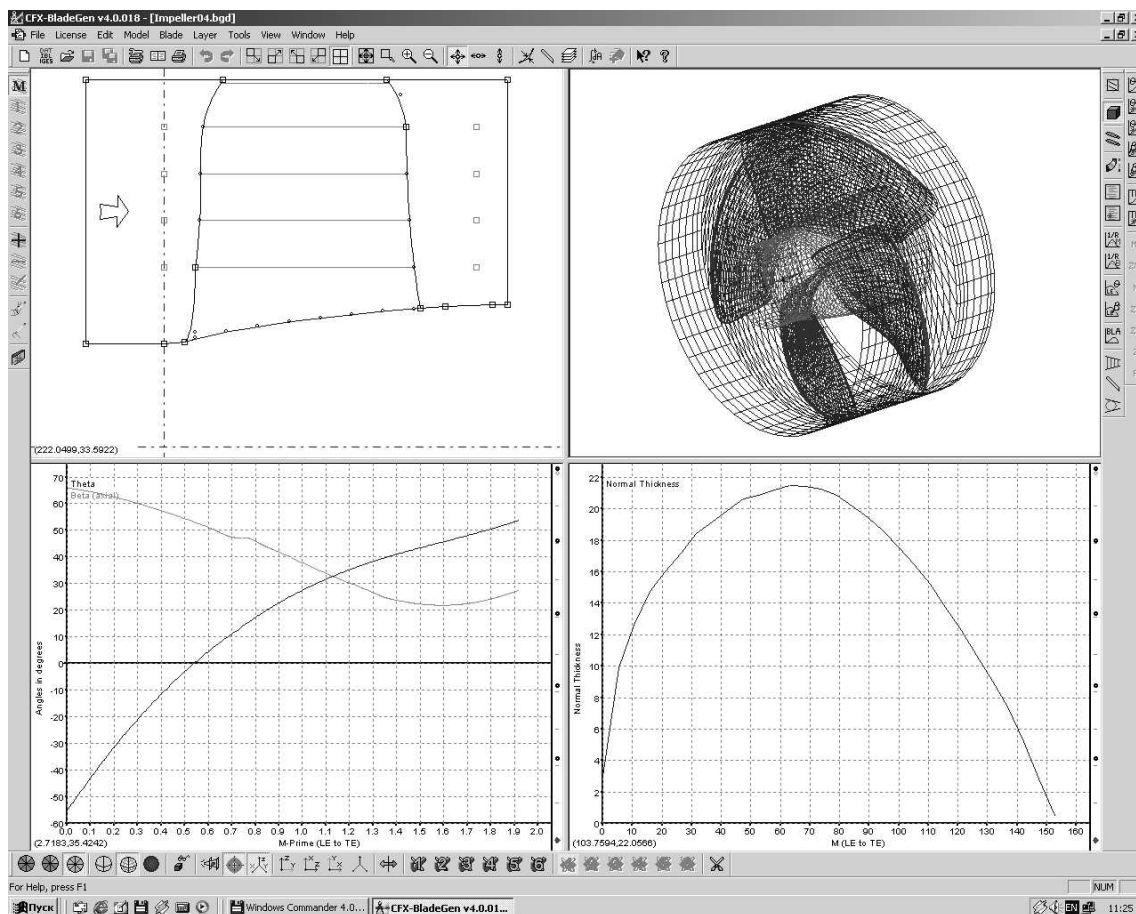


Рис. 4.1. Окно программного продукта CFX-BladeGen.

В качестве исходных данных задаются свойства жидкости, подача, частота вращения и профиль скорости на входе. При расчете течения в направляющем аппарате мы полагали, что поток на входе – незакрученный, с постоянной по сечению скоростью. При расчете течения в рабочем колесе мы задавали на входе в рабочее колесо эпюры скорости, полученные по результатам зондирования потока за направляющим аппаратом.

В результате расчета мы получали распределение скоростей и давления во всем пространстве внутри элемента проточной части, а также интегральные параметры течения: осевую силу и крутящий момент на лопастях, кроме того, для направляющего аппарата – коэффициент потерь, для рабочего колеса – напор, потребляемую мощность и КПД. Формулы расчета этих параметров доступны для редактирования пользователем [29].

Заметим, что программный продукт CFX-BladeGenPlus, являясь очень удобным средством для быстрого анализа течения, имеет ограниченные возможности. Этот программный продукт позволяет рассчитывать течение лишь в отдельно взятых элементах проточной части, что не позволяет отслеживать многие физические эффекты. В нем реализована лишь алгебраическая модель турбулентной вязкости, что ограничивает точность получаемых результатов. Наконец, в нем отсутствует возможность моделирования течений при наличии твердых частиц и/или газовой фазы, теплопередачи, и прочих особенностей, требующих привлечения дополнительных математических моделей – для таких задач необходимо использовать CFX-TASCflow.

CFX-TurboGrid. Перед выполнением расчета течения в CFX-TASCflow необходимо построить расчетную сетку. Удобным средством построения расчетной сетки в лопастных элементах проточной части является программный продукт CFX-TurboGrid. Этот программный продукт в качестве исходных данных принимает файлы, созданные в CFX-BladeGen, и сохраняет построенную расчетную сетку в формате, требуемом для CFX-TASCflow. CFX-TurboGrid строит структурированные расчетные сетки, ячейки которых представляют собой параллелепипеды.

Расчетная область, соответствующая отдельному элементу проточной части (направляющему аппарату или рабочему колесу), разбивается на блоки (подобласти) согласно выбираемой пользователем топологии разбивки. После выбора топологии пользователь вручную корректирует положение подобластей, законы сгущения узлов будущей расчетной сетки вдоль различных контрольных линий, положения контрольных точек, согласно рекомендациям, указанным в руководстве пользователя CFX-TurboGrid [100]. Каждая из реализованных в CFX-TurboGrid топологий разбивки наиболее подходит для определенного класса лопастных систем, обеспечивая возможность построения высококачественной расчетной сетки, скошенность ячеек которой

минимальна.

В нашем исследовании мы использовали следующие топологии разбивки расчетной сетки: для направляющего аппарата – High Stagger Blade Template (шаблон для лопаток, поворачивающих поток на большой угол), для рабочего колеса – Single Block Grid Template (одноблочный сеточный шаблон). Полученные расчетные сетки представлены на рис. 4.2. На рисунке показана лишь сетка, лежащая на средней поверхности тока в одном из межлопастных каналов.

Диагностика построенной расчетной сетки в направляющем аппарате: общее число ячеек – 120 тыс., минимальный угол – 20.0° , максимальный угол – 163.8° . Расчетная сетка в рабочем колесе с $\bar{d}_{em} = 0.4$: общее число ячеек – 130 тыс., минимальный угол – 24.2° , максимальный угол – 156.4° . Таким образом, качество построенных расчетных сеток достаточно хорошее для выполнения расчета.

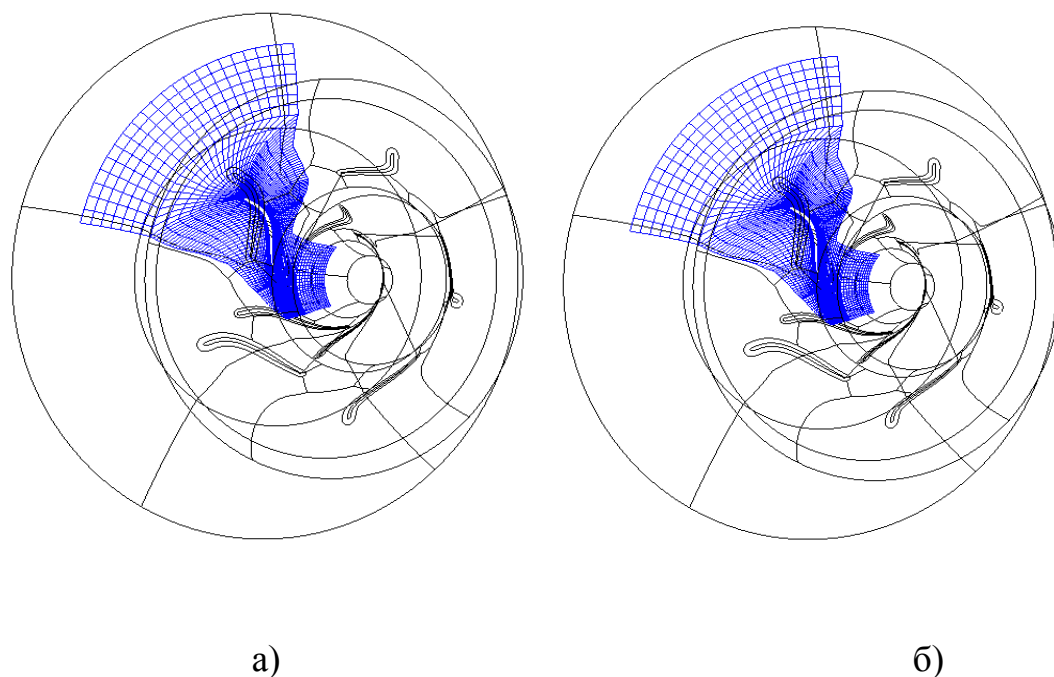


Рис. 4.2. Расчетная сетка в направляющем аппарате (а) и рабочем колесе (б) .

CFX-TASCflow. Для выполнения дальнейших действий был использован программный продукт CFX-TASCflow.

Прежде всего, выполняется компоновка единой расчетной области из отдельных областей, соответствующих направляющему аппарату и рабочему колесу (вместе с отводящим диффузором). Соответствующие расчетные сетки, построенные в CFX-TurboGrid (рис. 4.2), склеиваются, образуя общую расчетную сетку. На поверхности интерфейса между направляющим аппаратом и рабочим колесом мы использовали условие сопряжения Stage Averaging (осреднение по окружности, см. [53, 98]). Таким образом, на этой поверхности параметры потока осреднялись в окружном направлении.

В данном исследовании мы использовали стандартную $k-\epsilon$ модель турбулентности с масштабируемыми пристеночными функциями. Описание этой модели и дополнительные ссылки приведены в работе [53], а также [98].

В качестве исходных данных для выполнения расчета, так же как и в CFX-BladeGenPlus, мы задавали свойства жидкости, подачу и частоту вращения. Течение на входе в направляющий аппарат мы полагали незакрученным, с постоянной по сечению скоростью. Для уравнений, моделирующих турбулентность, мы задали обычный уровень турбулентности на входе (изменение этого параметра в широких пределах почти не сказывается на результатах расчета). Мы задали нулевую шероховатость стенок проточной части. Кроме того, для простоты мы задали нулевой зазор между лопастями рабочего колеса и статором.

4.2. Результаты исследования течения за направляющим аппаратом.

Зондирование было проведено при трех различных подачах в пределах рабочего диапазона характеристики насоса, т.е. диапазона, в пределах которого КПД насоса уступает максимальному значению КПД не более чем на 5%. Максимальный КПД имел место при коэффициенте подачи $K_Q = 0.7$. Безразмерная энергетическая характеристика насоса показана на рис. 4.3.

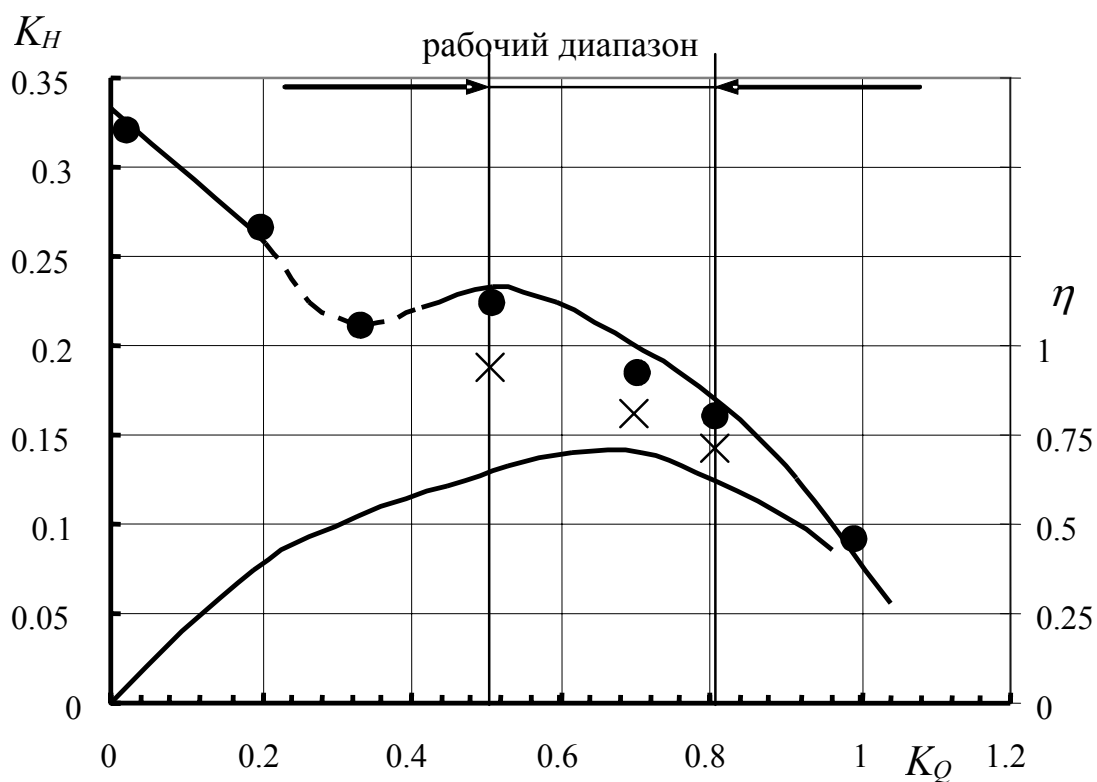


Рис. 4.3. Экспериментальная энергетическая характеристика насоса с лопастной системой типа НР:

x – расчет, согласно [4, 51];

● – по результатам зондирования.

На рис. 4.4 приведено сопоставление результатов расчета скоростей в сечении за направляющим аппаратом, полученных с помощью разных модулей CFX-BladeGenPlus, с экспериментальными результатами (сечение зондирования S_1 , где вместо рабочих колес устанавливались втулки такой же формы, но без лопастей).

Распределения осевой V_m и окружной V_u скорости отнесены к средней по сечению осевой скорости.

Как можно видеть, отрыв потока при всех исследованных втулочных отношениях отсутствует. Как можно видеть, согласно CFX-BladeGenPlus, также как и согласно эксперименту, отрыв потока при всех исследованных втулочных отношениях отсутствует. Однако форма эпюр скорости, выданная CFX-BladeGenPlus, отличается от наблюдаемой в эксперименте.

Эпюры скорости, выданные CFX-TASCflow, еще сильнее отличаются от экспериментальных и свидетельствуют о наличии отрыва потока. При этом расчет по моделям $k - \epsilon$ и SST для данного течения дал сходные результаты, вследствие чего в дальнейшем мы использовали лишь $k - \epsilon$ модель, как более простую. Причиной столь существенного расхождения результатов является, вероятно, слишком малое число узлов расчетной сетки, которую мы использовали для этого расчета.

Распределение окружной скорости приблизительно соответствует закону постоянного момента скорости, $V_u r = const$. Расчетные и экспериментальные эпюры скорости качественно совпадают, несколько различаясь количественно. Интенсивность закрутки, полученная расчетным путем, превосходит экспериментальные значения.

Для проверки сеточной независимости решения, данное течение было рассчитано, используя расчетные сетки в 120 тыс., 240 тыс. и 480 тыс. ячеек. Максимальное различие в локальных значениях скоростей не превышало 5% от средней по сечению осевой скорости.

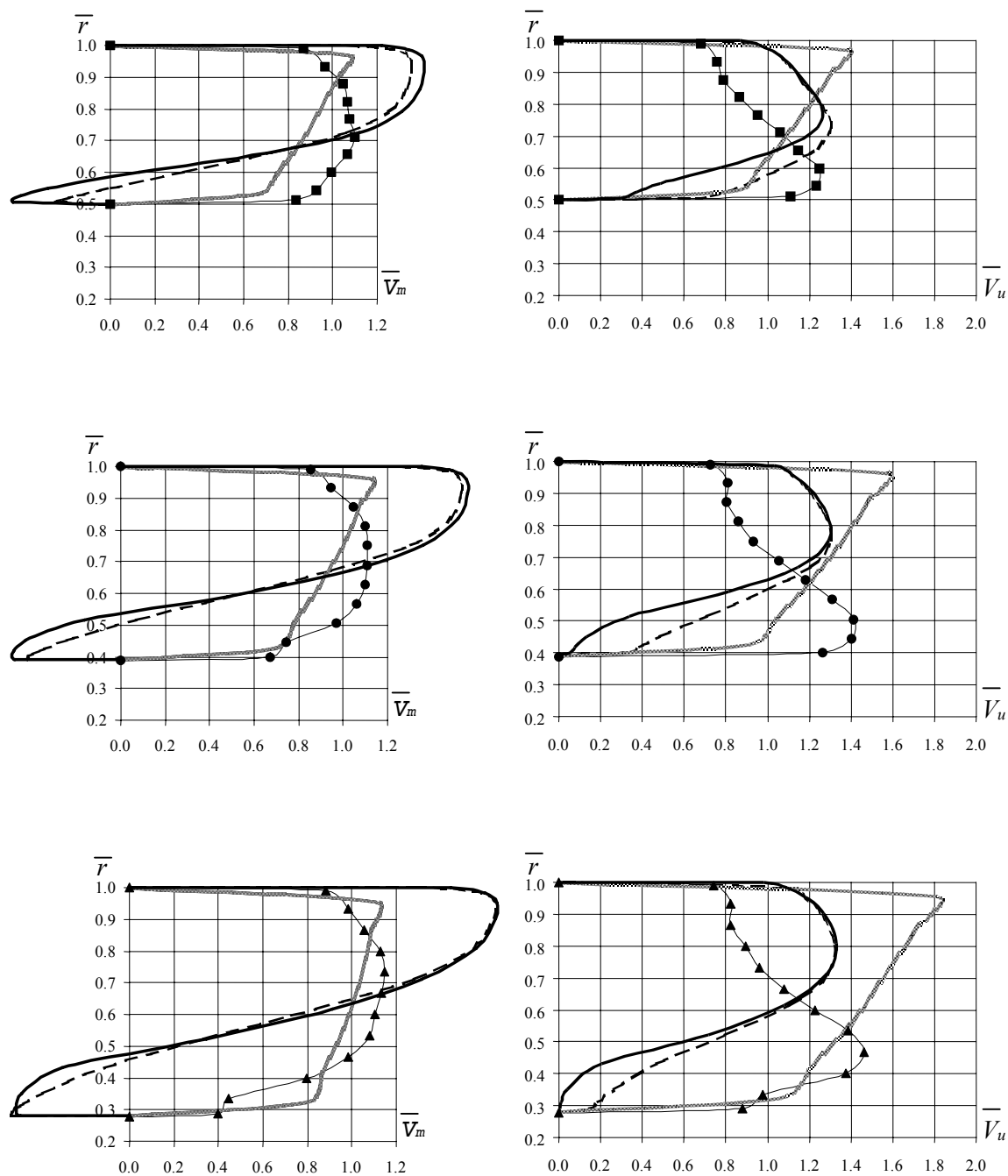


Рис. 4.4. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости перед рабочим колесом:

■ – рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;
 — CFX- BladeGenPlus, - - - CFX-TASCflow, $k - \epsilon$ модель, — — CFX-TASCflow, SST модель.

Полученные в результате зондирования эюры момента скорости потока за рабочим колесом представлены на рис. 4.5. Эюры представлены в безразмерном виде: за единицу принят осредненный момент скорости, создаваемый лопатками направляющего аппарата. Исследование потока за направляющим аппаратом выполнялось в том же сечении зондирования, что и за рабочим колесом, но при снятых лопастях.

Как можно видеть, довольно равномерной является эюра момента скорости за направляющим аппаратом и – только при оптимальной подаче – за рабочим колесом. При удалении от оптимальной подачи неравномерность эюры момента скорости значительно возрастает, что является неизбежным следствием неравномерности расходной скорости (рис. 4.4).

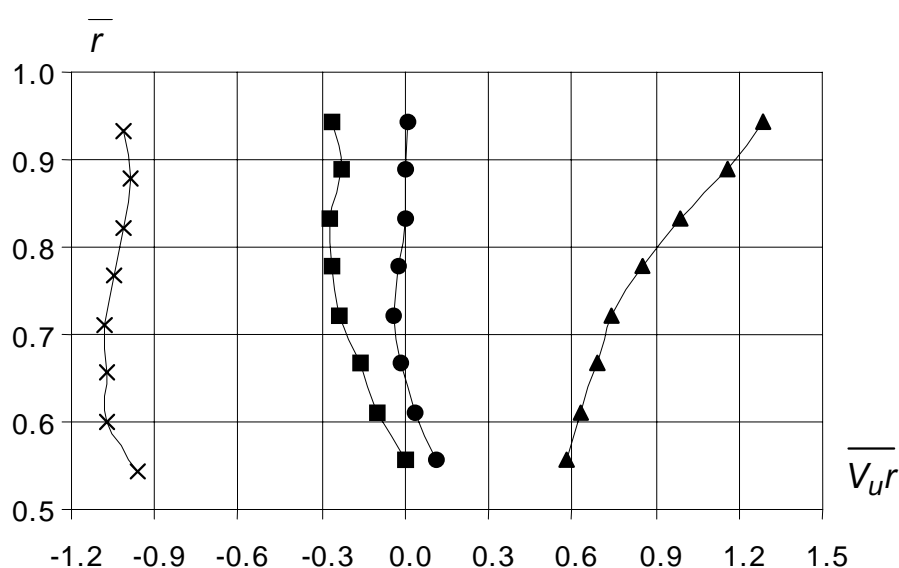


Рис. 4.5. Эюры момента скорости потока за рабочим колесом лопастной системы НР:

x – получено со снятыми лопастями (собственно за рабочим колесом): ▲ – при $Q = 0.7Q_{ном}$, ● – при $Q = 1.0Q_{ном}$, ■ – при $Q = 1.1Q_{ном}$.

Безразмерный момент скорости потока m_1 за исследованным направляющим аппаратом составил 0.5. Экспериментальные данные по моменту скорости потока за рабочим колесом, полученные зондированием в широком диапазоне подач, сопоставлены с результатами расчета по методу Раухмана Б.С., выполненными аналогично работе [4]. Результаты этого сопоставления приведены на рис. 4.6.

Можно видеть, что применение метода Раухмана Б.С. позволило определить осредненный момент скорости за колесом с удовлетворительной точностью лишь в области больших подач. По мере уменьшения подачи расхождение результатов возрастает.

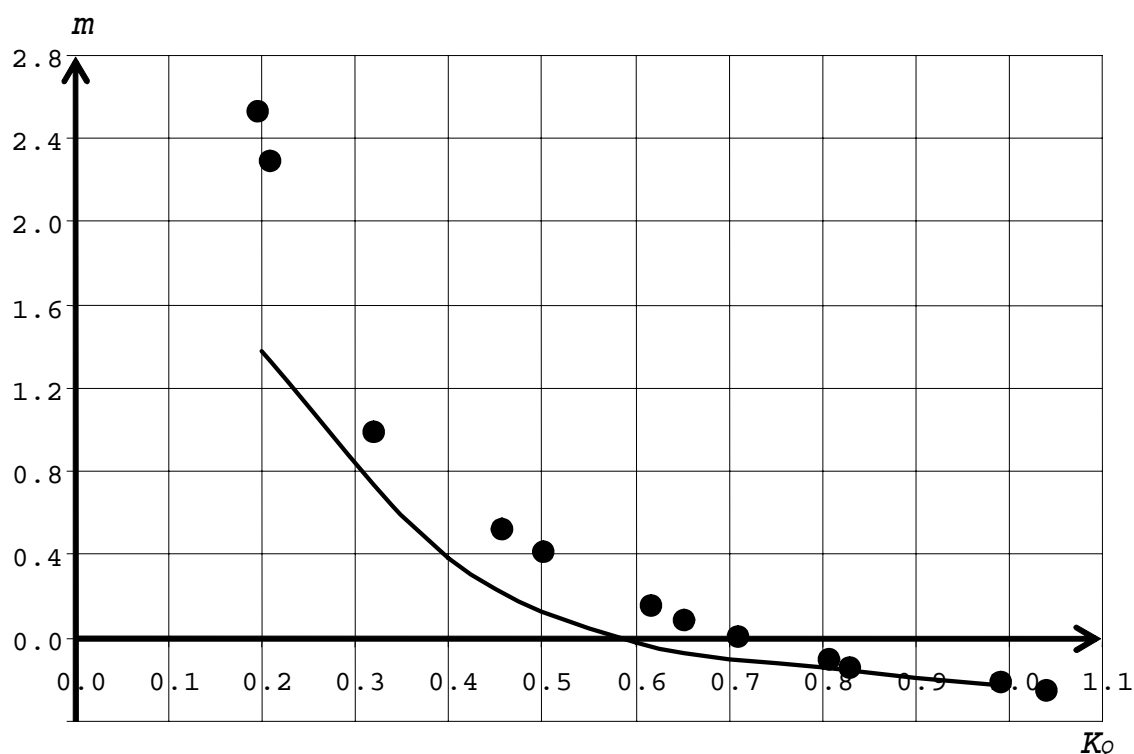


Рис. 4.6. Зависимость безразмерного момента скорости за рабочим колесом от безразмерной подачи насоса;

— — расчет, согласно [4, 51]; ● — по результатам зондирования.

Причиной этого, видимо, является возрастание угла поворота вектора скорости потока при прохождении рабочего колеса и, как следствие, появление обширного отрыва. На рис. 4.3 показан также напор,

рассчитанный через моменты скорости потока за и перед рабочим колесом, определенные по результатам зондирования и путем расчета согласно [4, 51]. Отклонение напора, вычисленного по результатам зондирования, от напора, измеренного при энергетических испытаниях, на оптимальной подаче составило около 10%.

Отклонение напора, вычисленного по методу Раухмана Б.С., от напора, измеренного при энергетических испытаниях, в пределах рабочего диапазона характеристики составило от 20% до 30%. Столь значительное расхождение результатов обусловлено, видимо, тем, что момент скорости, создаваемый направляющим аппаратом исследуемого насоса, оказался слишком большим для данного рабочего колеса.

4.3. Характеристика насоса и структура течения за рабочим колесом на различных по подаче режимах.

Сопоставление по теоретическому напору рабочего колеса.

Для начала мы сопоставили с экспериментальной характеристикой насоса расчетную характеристику, полученную с помощью программного продукта CFX-BladeGenPlus. Напомним, что этот программный продукт позволяет исследовать течение лишь в отдельно взятом элементе проточной части, в частности, рабочем колесе. А экспериментальную характеристику мы получили для проточной части в целом. В связи с этим, мы проводим сопоставление результатов по теоретическому напору, выдаваемому рабочим колесом.

Это сопоставление, приведенное на рис. 4.7, свидетельствует о хорошем согласовании результатов. Теоретический напор, подсчитанный с помощью CFX-BladeGenPlus, отличался от определенного экспериментально в среднем на 10% по всему исследованному диапазону подач рассматриваемых рабочих колес. Максимальное расхождение

результатов составило около 20%. Еще ближе к экспериментальным результатам оказался теоретический напор, подсчитанный с помощью CFX-TASCflow.

Сопоставление по характеристикам проточной части в целом. На рис. 4.8 приводится сопоставление расчетной и экспериментальной рабочих характеристик проточной части насоса. Расчет течения с помощью CFX-TASCflow проводился для тех же подач, на которых выполнялось зондирование потока. Можно видеть, что для всего исследованного диапазона подач рассматриваемых рабочих колес характеристики хорошо согласуются друг с другом качественно, а в большинстве случаев наблюдается и хорошее количественное согласование.

На рис. 4.8 приведена также энергетическая характеристика рабочего колеса, полученная с помощью CFX-BladeGenPlus. Полученные значения КПД представляются правдоподобными и хорошо согласуются с КПД рабочего колеса, выдаваемыми CFX-TASCflow (на рисунке не показаны).

О самих характеристиках можно сказать следующее. Как можно видеть, в данном осевом насосе по мере увеличения подачи напор убывает, а мощность – возрастает, что является типичным для центробежных насосов. По мере увеличения втулочного отношения рабочего колеса его характеристика становится все более вытянутой вдоль оси подачи. Наиболее высокий КПД зафиксирован при втулочном отношении рабочего колеса, равном 0.4; при этом, правда, диапазон подач с высоким уровнем КПД оказался наиболее узким. Наибольшая потребляемая мощность также имела место при втулочном отношении рабочего колеса, равном 0.4.

Максимальный КПД, достигнутый с каждым из перечисленных рабочих колес, по экспериментальным данным составляет соответственно 70%, 73% и 67%, по расчетным данным – 68%, 67% и 62%. Согласно эксперименту, максимальный КПД для рабочего колеса с $\bar{d}_{см2} = 0.5$ достигается на режиме 3, для колеса с $\bar{d}_{см2} = 0.4$ – на режиме 4, а для

колеса с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$ – на режиме 5. Согласно расчету, максимальный КПД для всех рабочих колес имеет место на режиме 5.

Лопастная система данного насоса проектируется таким образом, чтобы на номинальной подаче закрутка потока за колесом отсутствовала. Направляющий аппарат придает потоку значительную отрицательную закрутку из расчета постоянного по сечению момента скорости.

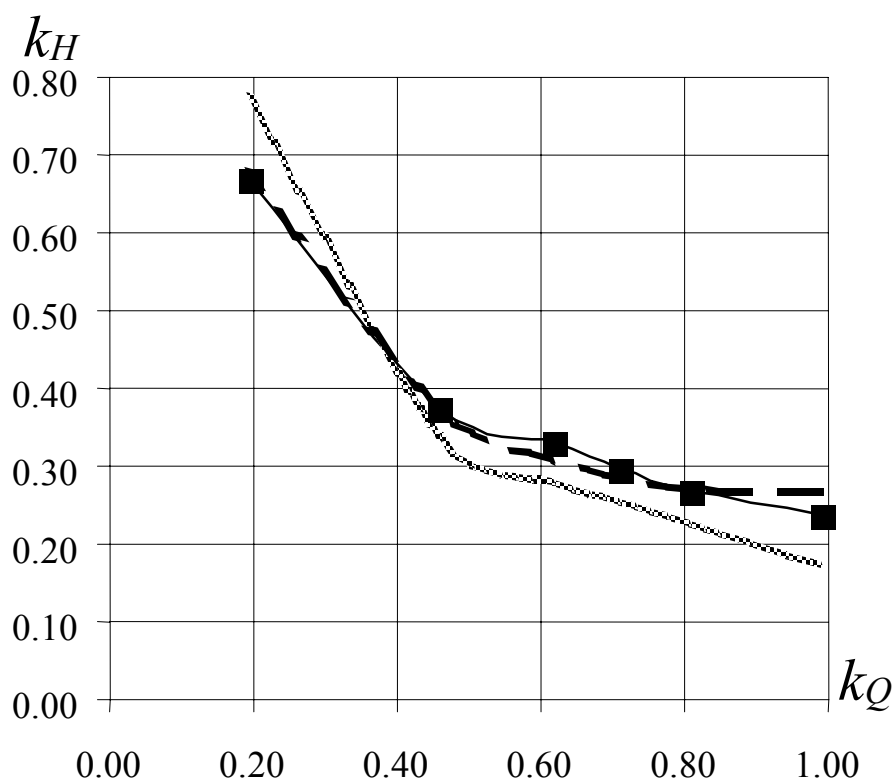


Рис. 4.7.1. Зависимость теоретического напора от подачи для исследованных колес:

■ – рабочее колесо с втулочным отношением 0.5;

— — расчет, CFX-BladeGenPlus, - - - - - расчет, CFX-TASCflow

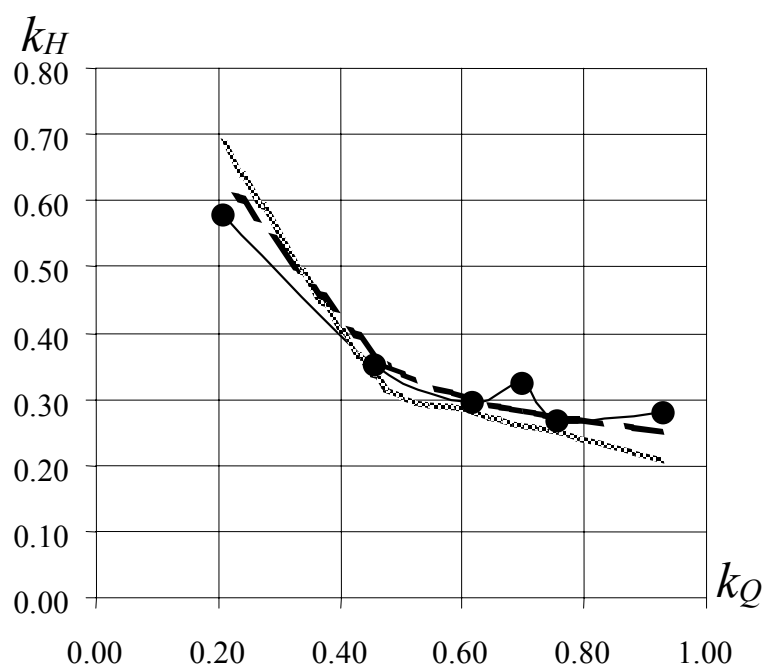


Рис. 4.7.2. Зависимость теоретического напора от подачи для исследованных колес:

- – рабочее колесо с втулочным отношением 0.4;
- — расчет, CFX-BladeGenPlus, - - - - - расчет, CFX-TASCflow

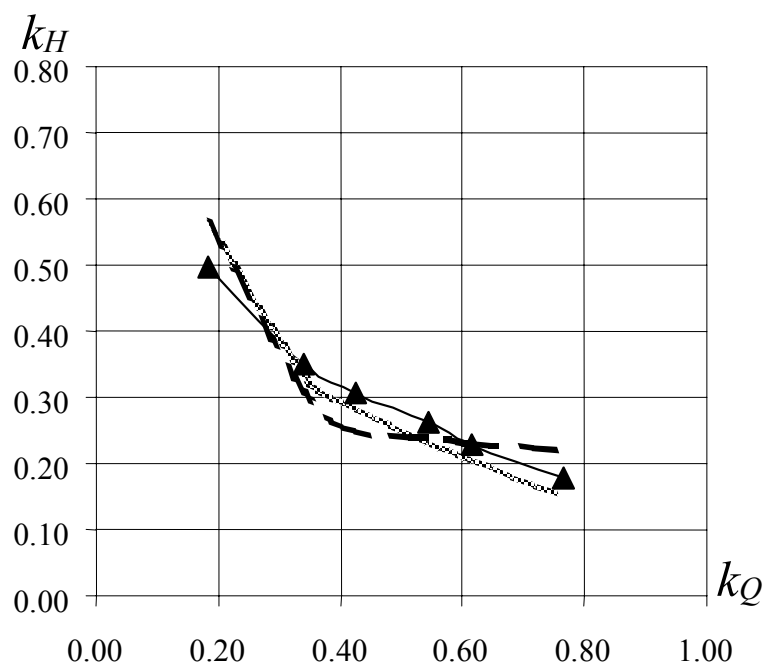
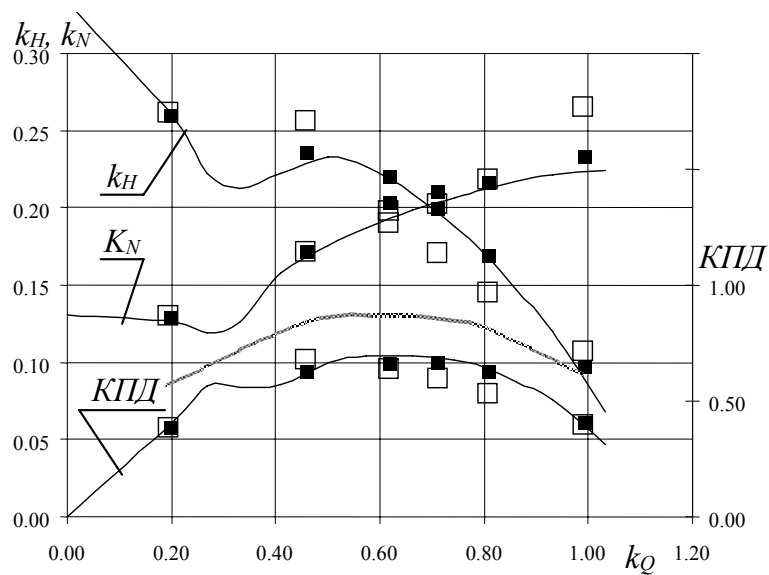


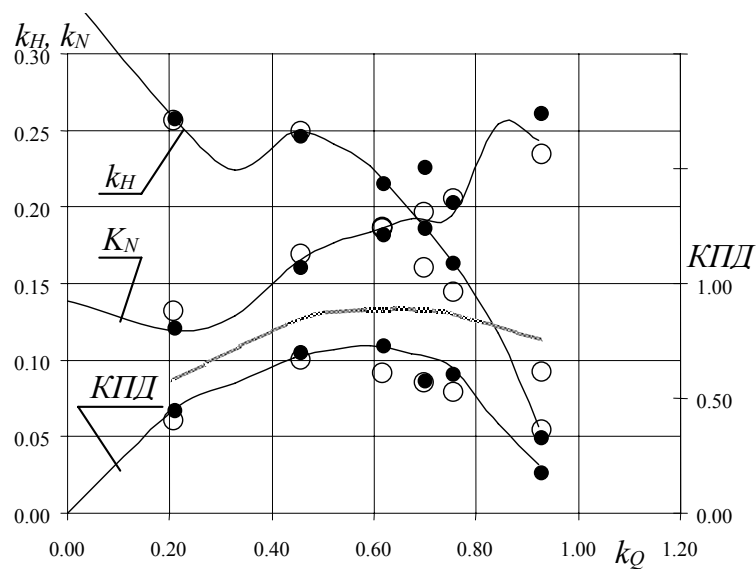
Рис. 4.7.3. Зависимость теоретического напора от подачи для исследованных колес:

- ▲ – рабочее колесо с втулочным отношением 0.3;
- — расчет, CFX-BladeGenPlus, - - - - - расчет, CFX-TASCflow



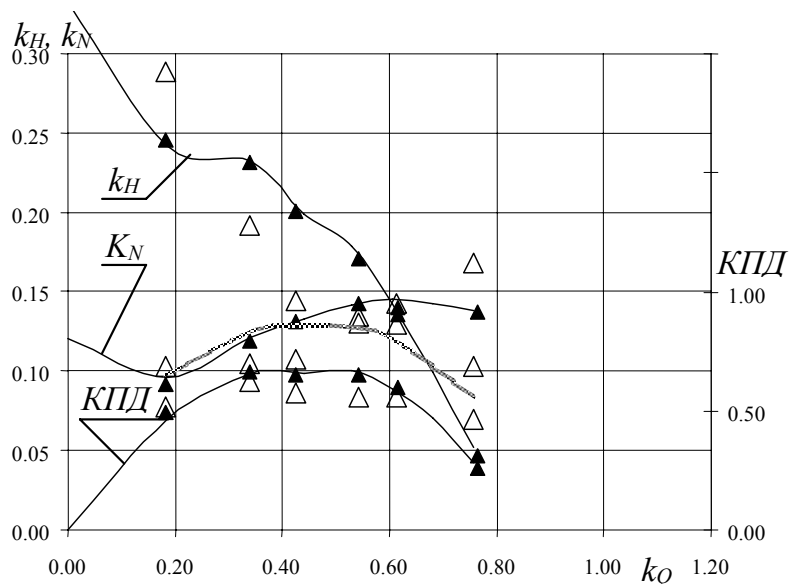
Рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5,

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1 – $K_Q = 0.99$; | 4 – $K_Q = 0.62$; |
| 2 – $K_Q = 0.81$; | 5 – $K_Q = 0.46$; |
| 3 – $K_Q = 0.71$; | 6 – $K_Q = 0.19$. |



Рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.4,

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1 – $K_Q = 0.93$; | 4 – $K_Q = 0.62$; |
| 2 – $K_Q = 0.76$; | 5 – $K_Q = 0.46$; |
| 3 – $K_Q = 0.70$; | 6 – $K_Q = 0.21$. |



Рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.3,

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1 – $K_Q = 0.76$; | 4 – $K_Q = 0.43$; |
| 2 – $K_Q = 0.62$; | 5 – $K_Q = 0.34$; |
| 3 – $K_Q = 0.54$; | 6 – $K_Q = 0.18$. |

Рис. 4.8. Напорная, мощностная и энергетическая характеристики насоса:

- – эксперимент – стандартная методика;
 зондирование – рабочие колеса с втулочным отношением: ■ – 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;
 □, ○, △ CFX-TASCflow; ————— – КПД рабочего колеса, расчет, CFX-BladeGenPlus

Этот момент скорости возрастает до нуля при прохождении потоком рабочего колеса, в результате чего создается напор. Если подача насоса больше номинальной, поток полностью не раскручивается в рабочем колесе и сохраняет направление закрутки навстречу вращению ротора. Если подача меньше номинальной, поток перекручивается в рабочем колесе в направлении вращения ротора. Соответствующие векторы скоростей потока в абсолютном движении, полученные расчетом в CFX-TASCflow, показаны на рис. 4.9. По мере удаления от номинальной подачи поток входит в отводящий диффузор все более закрученным.

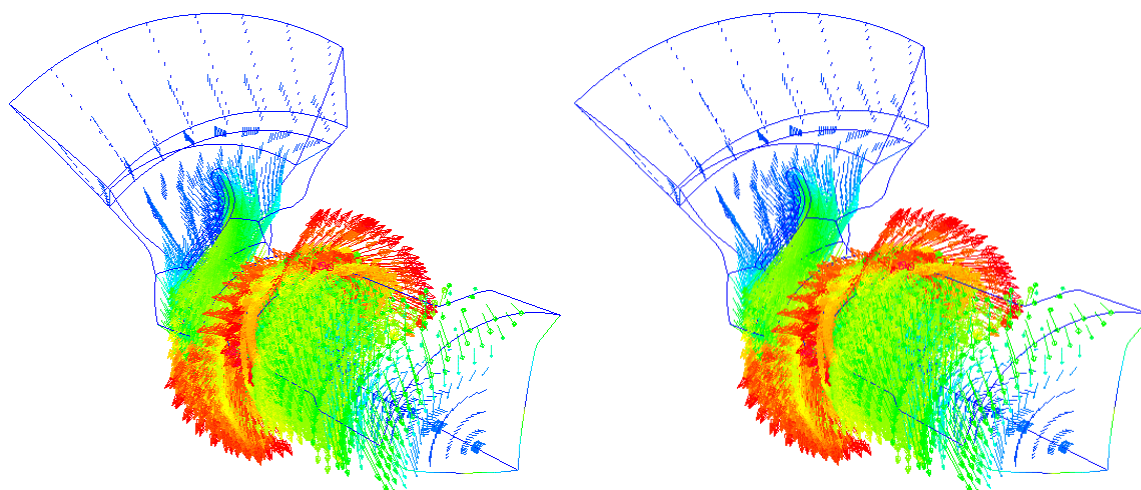


Рис. 4.9. Векторы скоростей потока в проточной части насоса на режиме 1 (слева) и 5 (справа).

Сопоставление по эпюрам скорости за рабочим колесом. На рис. 4.10 приведено сопоставление результатов расчета эпюр скоростей за рабочим колесом с помощью CFX-TASCflow с результатами зондирования потока. Эпюры расходной V_m и окружной V_u скорости для каждого колеса отнесены к средней расходной скорости на номинальной подаче для этого

же колеса. Безразмерная окружная скорость на втулке, вращающейся вместе с рабочим колесом, составляет для перечисленных колес соответственно 1.31, 1.21 и 1.12.

Экспериментальные результаты на режимах 2, 3 и 4, приведенные на рис. 4.10 [24]. Расчетные результаты, получаемые с помощью CFX-BladeGenPlus, существенно отличаются от экспериментальных, и мы их здесь не приводим. Согласно этим расчетным результатам, эпюры скоростей на всех режимах получаются примерно постоянными по сечению. Это обусловлено тем, что для надлежащего прогнозирования эпюр скорости важно рассчитывать течение во всей проточной части в целом, а CFX-BladeGenPlus это сделать не позволяет.

Можно видеть, что результаты расчета с помощью CFX-TASCflow в основном совпадают с экспериментальными результатами качественно, верно отслеживая тенденции в перестройке потока, и неплохо совпадают количественно. Существенные расхождения наблюдаются в основном для рабочего колеса с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$, а также при очень малых подачах, поскольку в этих случаях за колесом имеет место наибольшая закрутка потока. Для достижения более высокой точности расчета в этих случаях целесообразно использовать более сложные модели турбулентности.

О самих эпюрах скорости можно сказать следующее.

Режим 1.

Имеет место большая остаточная закрутка потока, созданная направляющим аппаратом. Поток заметно прижат к периферии, особенно за рабочим колесом с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$, за которым наблюдается обширная застойная зона.

Режим 2.

Поток, закрученный направляющим аппаратом, на этом режиме после прохождения рабочего колеса также полностью не раскручен, для всех трех рабочих колес окружная скорость $V_u < 0$. Эпюра расходной скорости за каждым из трех колес заметно прижата к периферии, при этом

за рабочим колесом с $\bar{d}_{em2} = 0.5$ она наиболее равномерна по сечению, а рабочим колесом с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$ – наиболее деформирована.

Режим 3.

Закрутка потока за рабочим колесом на этом режиме наиболее близка к нулю. Пик расходной скорости у наружной стенки канала, имевший место на предыдущем режиме, на этом режиме выражен слабее. Вместе с тем, отмечается пик расходной скорости у втулки, наиболее выраженный за рабочим колесом с $\bar{d}_{em2} = 0.5$, и едва намечающийся (согласно экспериментальным результатам) – за рабочим колесом с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$.

Режим 4.

Поток, закрученный направляющим аппаратом, на этом режиме после прохождения рабочего колеса перекручен в направлении вращения ротора, для всех трех рабочих колес $V_u > 0$. Пик расходной скорости у наружной стенки канала на этом режиме полностью сглажен за рабочим колесом с $\bar{d}_{em2} = 0.5$ (согласно экспериментальным результатам), но все еще резко выражен за рабочим колесом с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$. Поток за рабочим колесом с $\bar{d}_{em2} = 0.5$ сильно прижат к втулке, а за рабочим колесом с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$ на этом режиме отсутствует застойная зона у втулки, имевшая место на предыдущих режимах (правда, расчетом это не подтверждается). За рабочим колесом с $\bar{d}_{em2} = 0.4$ пики расходной скорости у наружной стенки и у втулки примерно одинаково велики (расчетом отслеживается тенденция к выравниванию пиков).

Режим 5.

Имеет место большая закрутка потока в направлении вращения ротора, при этом окружная скорость почти постоянна по сечению. Эпюра расходной скорости имеет резко выраженный пик вблизи втулки (за исключением рабочего колеса с $\bar{d}_{em1} = \bar{d}_{em2} = 0.3$).

Режим 6.

По сравнению с предыдущим режимом интенсивность закрутки потока усилилась, а эпюра окружной скорости оказалась прижатой к периферии. Кардинально изменился вид эпюры расходной скорости, она также оказалась прижатой к периферии. Картина течения стала близкой к вращению по закону твердого тела.

Заметим, что на напорной характеристике проточной части насосов (рис. 4.8) между режимами 5 и 6 имеется “яма” (диапазон подач, характеризующийся пониженным напором и неустойчивым режимом течения в насосе). Видимо, наличие “ямы” как раз и объясняется перестройкой течения в проточной части насоса. На подачах правее “ямы” эпюра скорости за рабочим колесом прижата к втулке, а на подачах левее “ямы” – к периферии. Дальше по потоку эпюра скорости под действием трения постепенно выравнивается, принимая, в конце концов, характерный для турбулентного течения в трубе логарифмический профиль. Процесс выравнивания эпюры скорости можно представить как суперпозицию течения с постоянной по сечению эпюрой скорости и вихревого течения, тормозящего быстро движущиеся слои жидкости и ускоряющего медленно движущиеся слои (рис.4.11). В таком представлении, при изменении режима работы насоса с 5 на 6 в меридиональном сечении проточной части насоса происходит изменение направления вращения вихря, выравнивающего эпюру осевой скорости за рабочим колесом. Этим и объясняется неустойчивость работы насоса на подачах в пределах “ямы”: указанный вихрь вращается то в одну, то в другую сторону.

В рабочем колесе с $\bar{d}_{sm1} = \bar{d}_{sm2} = 0.3$ поток жидкости прижат к периферии во всем диапазоне подач (рис. 4.10). Соответственно, на напорной характеристике насоса с этим колесом яма отсутствует (рис. 4.8).

Режим 1 (самая большая подача, напор близок к нулю):

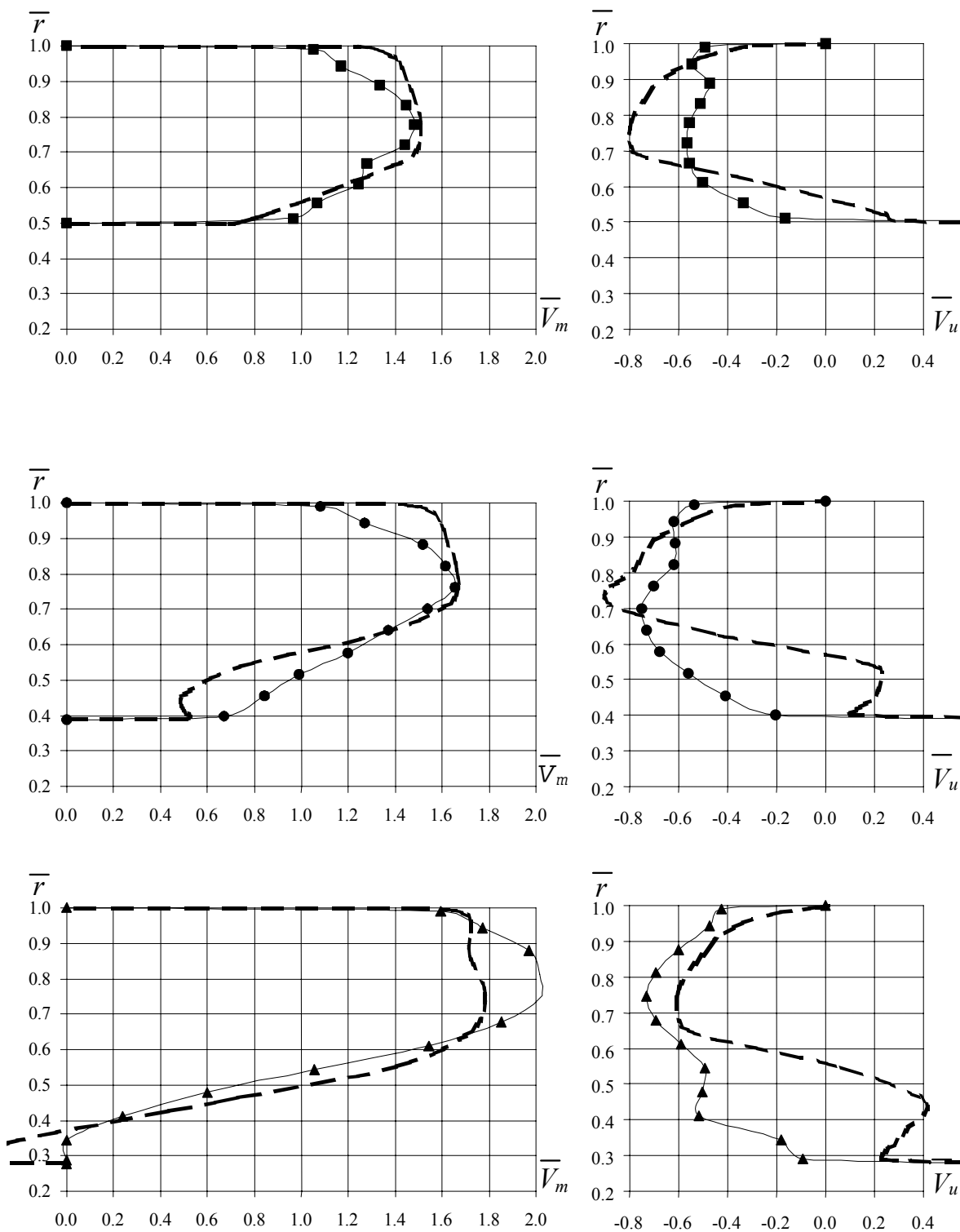


Рис. 4.10.1. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями — эксперимент:

- — рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● — 0.4, ▲ — 0.3;
- — — — — расчет, CFX-TASCflow

Режим 2 (правая граница рабочего диапазона):

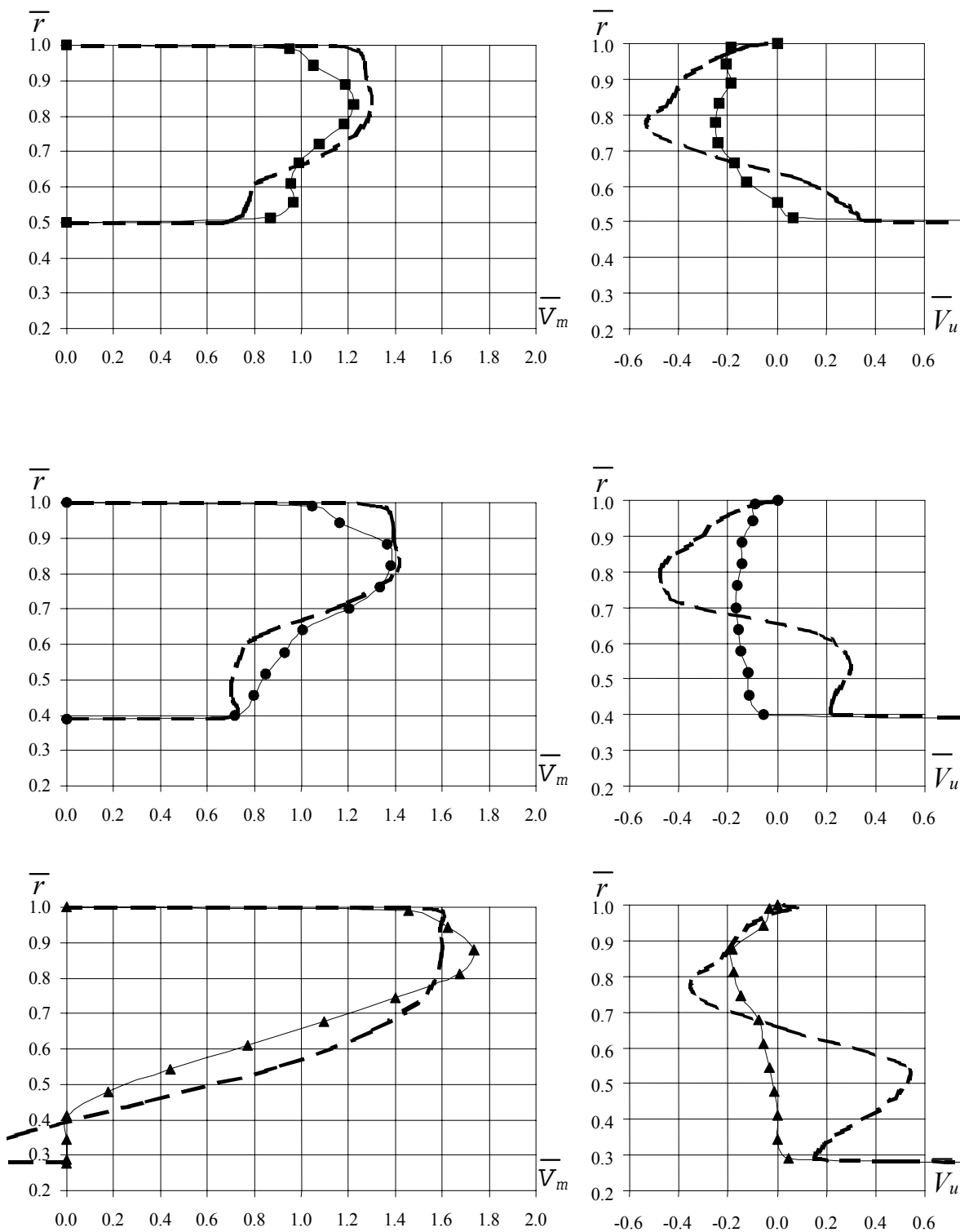


Рис. 4.10.2. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями – эксперимент:

■ – рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;
 - - - - - расчет, CFX-TASCflow

Режим 3 (середина рабочего диапазона):

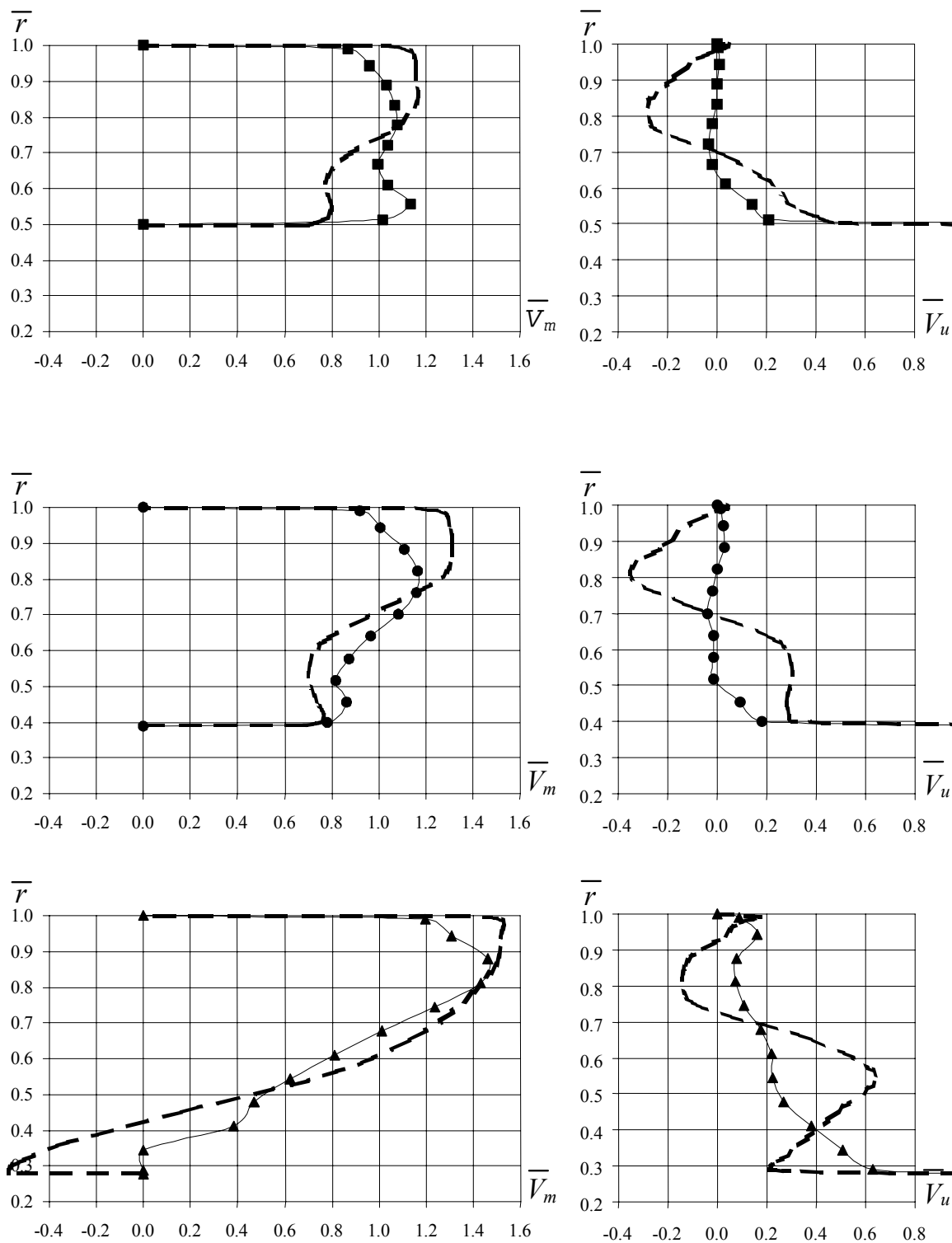


Рис. 4.10.3. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями – эксперимент:

- – рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;
- — — — — расчет, CFX-TASCflow

Режим 4 (левая граница рабочего диапазона):

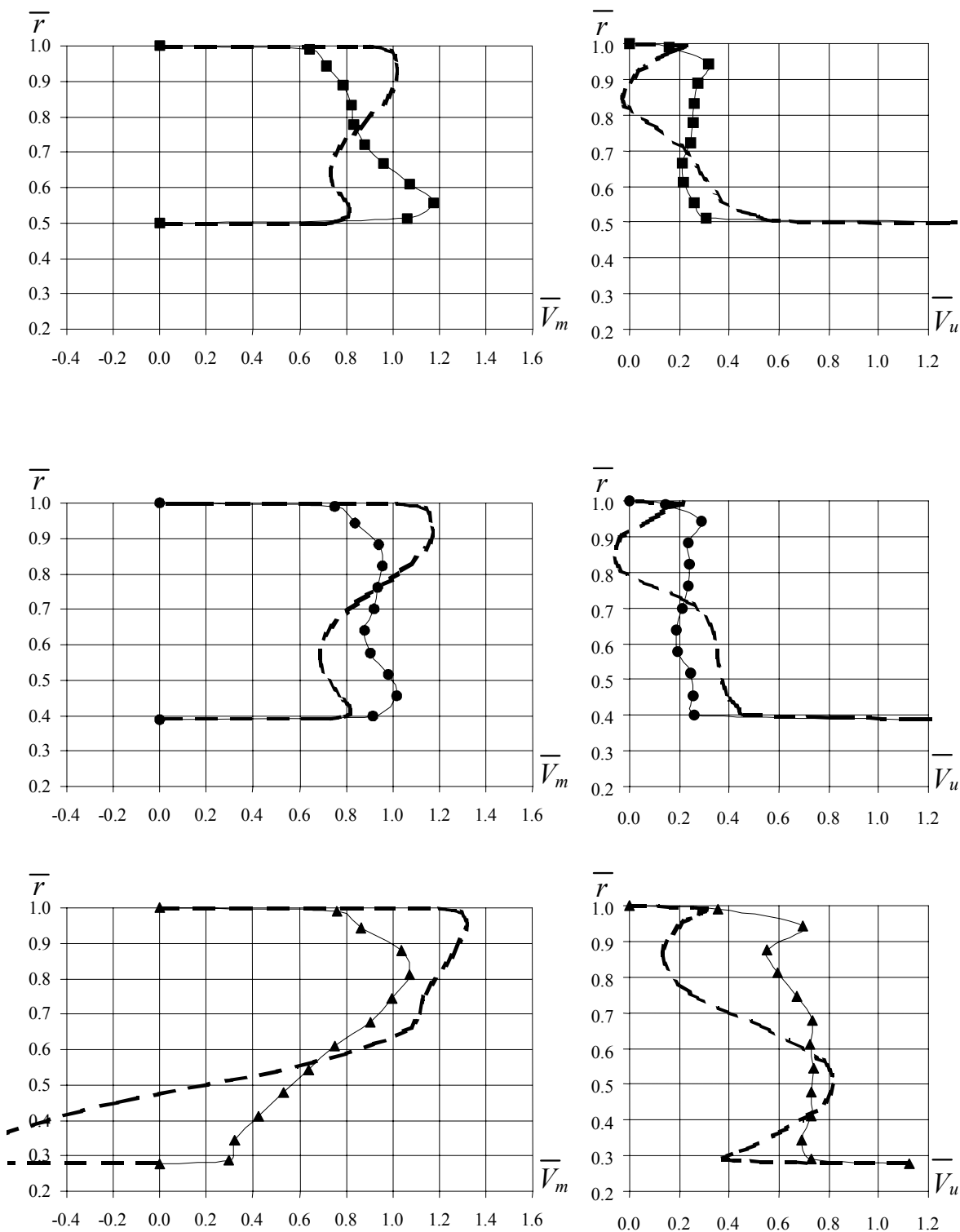


Рис. 4.10.4. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями — эксперимент:

- — рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● — 0.4, ▲ — 0.3;
- — — — — расчет, CFX-TASCflow

Режим 5 (малая подача, соответствует режиму правее “ямы”):

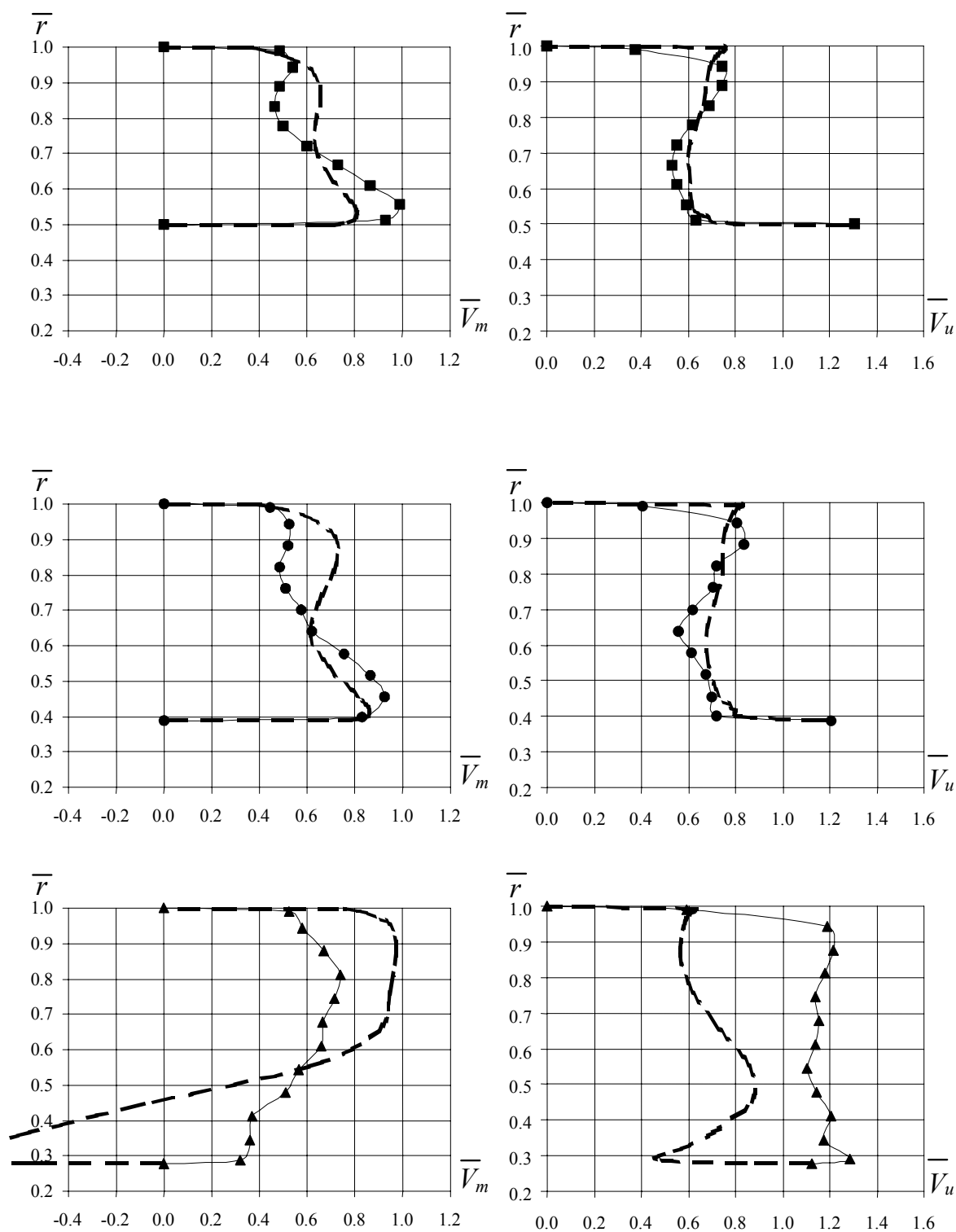


Рис. 4.10.5. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями — эксперимент:

- — рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● — 0.4, ▲ — 0.3;
- — — — расчет, CFX-TASCflow

Режим б (самая малая подача, соответствует режиму левее “ямы”):

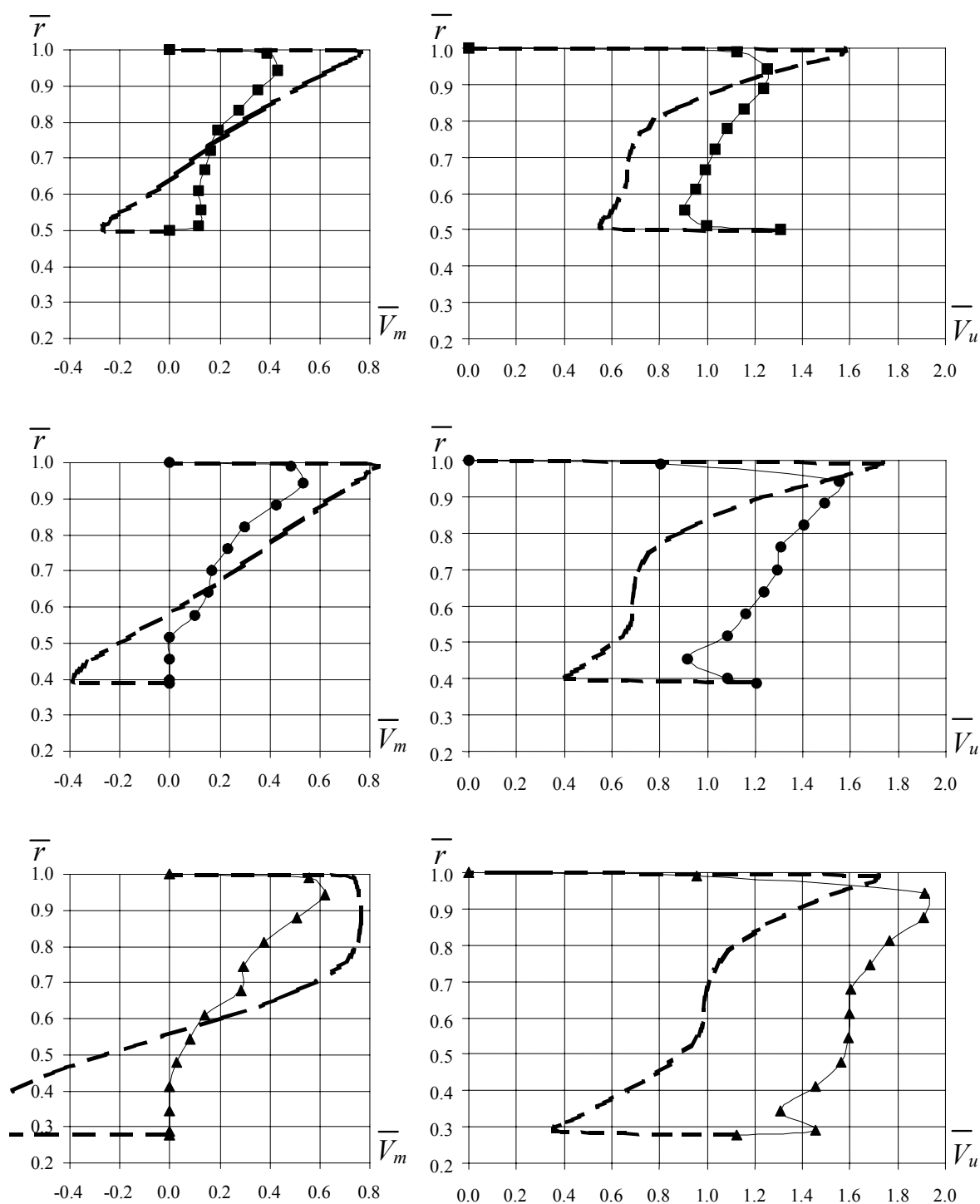


Рис. 4.10.6. Эпюры расходной (слева) и окружной (справа) составляющей скорости за рабочим колесом: маркеры, соединенные тонкими линиями – эксперимент:

■ – рабочее колесо с втулочным отношением на выходе 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;
 - - - - - расчет, CFX-TASCflow

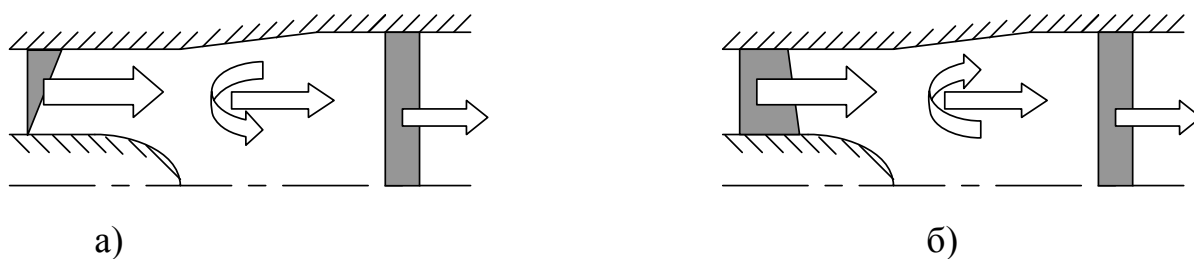


Рис. 4.11. Схема течения за рабочим колесом а) режим 6 (левее ямы) и б) режим 5 (правее ямы); закрашенные фигуры отображаются эпюры осевой скорости.

Количественная оценка согласованности расчетной и экспериментальной эпюр скорости выполнена согласно следующим предложенным нами критериям: среднерасходное расхождение между эпюрами расходной скорости и средномоментное расхождение между эпюрами окружной скорости. Наилучшее согласование эпюр скорости отмечается на номинальной подаче. Среднерасходное расхождение σ_u при $K_Q=0.71$ составило 5%, средномоментное расхождение σ_W – 3%. По мере удаления от номинальной подачи расхождение результатов увеличивается, поскольку при этом увеличивается закрутка потока, и течение все сильнее отклоняется от допущений, заложенных в математическую модель. Расхождения между эпюрами скорости составили: при $K_Q=0.80$: $\sigma_u=15\%$, $\sigma_W=11\%$; при $K_Q=0.62$: $\sigma_u=35\%$, $\sigma_W=8\%$.

4.4. Практическое применение методики.

Согласно договора на создание (передачу) научно-технической продукции между СумГУ и тов. «Энерготех» (г. Днепропетровск, Украина) №80.13.77.06 от 9.10.2006г. состоялась разработка (научный руководитель проф.Евтушенко А.О.) осевого химического вертикального насоса –

ОХВ 2000-3,5. Данный тип насоса был разработан под условия перекачивания рабочей среды с такими параметрами: кислоты (H_3PO_4) - 18%, серной кислоты (H_2SO_4) – 20г/л, и твердых компонентов: S_2O_5 – до 20%, MnO – 0.98%, F – 1.2% и др. В целом содержание твердой фракции пульпы достигает 40%, а размеры частиц находятся в диапазоне от 0,003 до 7 мм. Температура рабочей среды составляет 76-78°C.

Для снижения технологического времени протекания химической реакции возможным есть путь интенсификация процесса перемешивания рабочей среды за счет принудительного прокачивания рабочей среды между отсеками. При этом скорость движения рабочей среды выбирается из условий взвешивания в потоке основных твердых компонентов. Практически доказана возможность снижения времени прохождения химической реакции на 50-100% за счет указанных мероприятий.

При незначительном понижении температуры экстракционной фосфорной пульпы происходит ее кристаллизация на поверхностях реактора и устройств, которые находятся в нем. Поэтому одним из условий разработки насоса было использования проточных частей, которые обладают повышенной проходной способностью и имеющие минимальное количество лопастей (элементов) для снижения забиваемости при кристаллизации продукта.

Исходными данными для разработки являются:

- глубина всасывания не менее 2,2 м;
- подача – 2 000м³/ч;
- напор – 3,5 м.

С учетом этого предпочтение было отдано конструктивной схеме НР, которая не уступает по уровню КПД классической схеме проточной части осевого насоса типа РВ при использовании разработанного на кафедре прикладной гидроаэромеханики методики ее проектирования. Выбор частоты вращения рабочего колеса выполнялся с учетом снижения его абразивно-химического износа. Рекомендуемая частота вращения для

указанной конструкции (550-600 об/мин) может быть обеспечена за счет использования редуктора либо частотного регулятора приводного электродвигателя.

Формирование необходимой структуры потока с отрицательным моментом скорости перед рабочим колесом осуществляется диффузорным направляющим аппаратом (рис. 4.12). Направляющий аппарат представляет собой диффузорную обечайку с закрепленными на ней 5 цилиндрическими лопатками.

Сформированный поток поступает на рабочее колесо, представляющее собой втулку с размещенными на ней 4 профилированными лопастями (рис. 4.13).

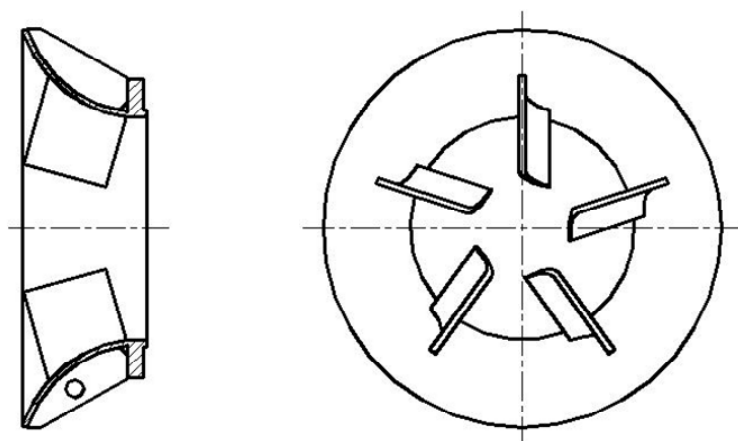


Рис. 4.12. Подвод насоса ОХВ.

Отвод рабочей среды осуществляется по напорному трубопроводу. Рабочее колесо закреплено консольно на валу насоса. Уплотнение вала обеспечивается сальниковым уплотнением с подводом запирающей жидкости. Радиальные усилия ротора насоса воспринимаются двумя роликовыми сферическими подшипниками, установленными в подшипниковом кронштейне. Осевая сила ротора воспринимается верхним радиально упорным подшипником. Передача крутящего момента от двигателя к ротору насоса осуществляется посредством упругой втулочно-пальцевой муфты.



Рис. 4.13. Рабочее колесо насоса ОХВ.

Расчетная рабочая характеристика насоса представлена на рис.4.14.

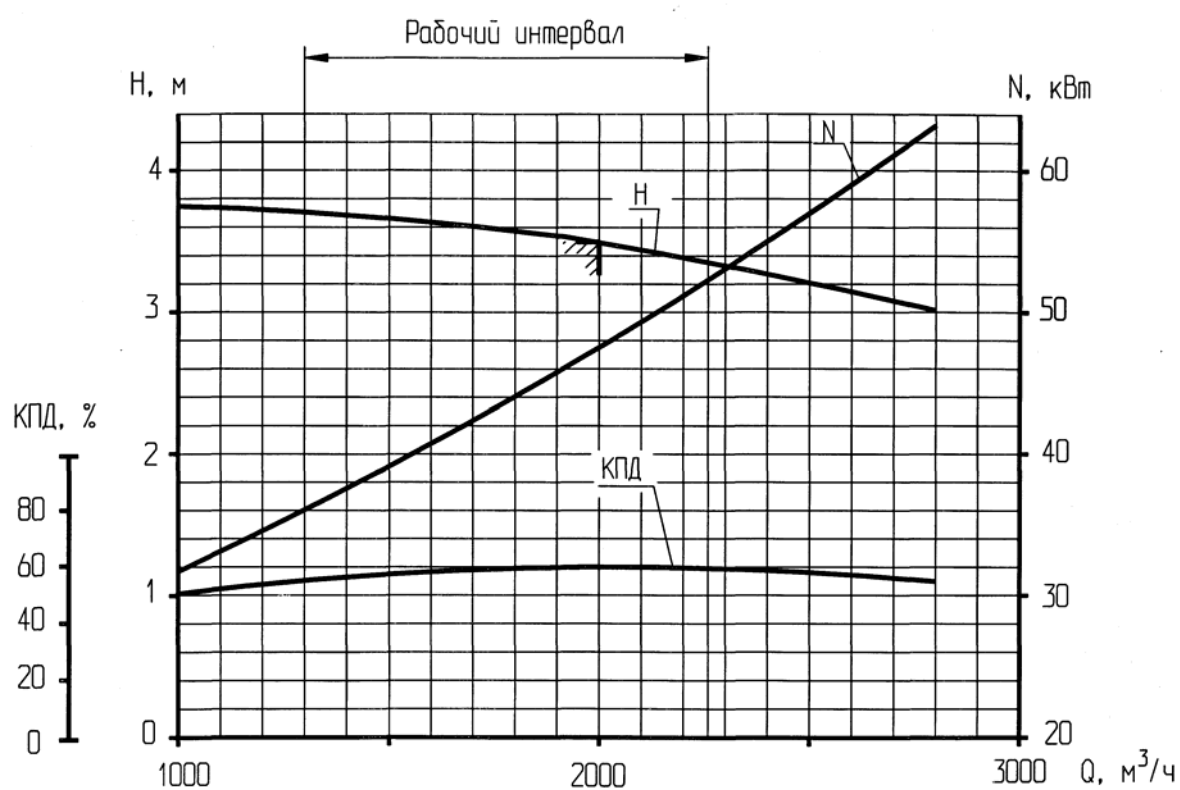


Рис.4.14. Рабочая характеристика насоса ОХВ при $\rho=1500$ кг/м³ и $n=580$ об/мин.

Главной особенностью конструктивной схемы НР осевого насоса является то, что характеристика мощности имеет возрастающий вид. Исходя из этого для обеспечения частоты вращения ротора насоса выбран тиристорный преобразователь частоты тока. Это позволяет обеспечивать мягкий пуск насосного агрегата.

4.5. Выводы.

По результатам проведенного исследования обнаружено хорошее согласование результатов, полученных с помощью программного пакета CFX, с экспериментальными результатами, за исключением режимов с сильной закруткой потока. А именно, для CFX-BladeGenPlus получено хорошее согласование по характеристикам насоса и распределению скоростей за направляющим аппаратом, для CFX-TASCflow – по характеристикам насоса и распределению скоростей за рабочими колесами.

В частности, было установлено следующее:

- при втулочном отношении за направляющим аппаратом, равном 0.3, обратное течение за направляющим аппаратом данной конструкции все еще отсутствует;

- закрутка потока за рабочим колесом сильно зависит от подачи насоса: на подачах, превышающих оптимальную по КПД, за рабочим колесом сохраняется остаточная закрутка, созданная направляющим аппаратом, навстречу вращения ротора; на малых подачах рабочее колесо перекручивает поток в направлении вращения ротора;

- форма эпюры осевой скорости за рабочим колесом также существенно зависит от подачи: на больших подачах поток жидкости прижат к периферии; по мере уменьшения подачи до режима правее “ямы” на напорной характеристике, поток постепенно отжимается от периферии

и прижимается к втулке; на очень малых подачах (левее “ямы”) поток сильно прижат к периферии;

- форма эпюры осевой скорости за рабочим колесом также зависит от втулочного отношения рабочего колеса: при втулочном отношении 0.3 поток прижат к периферии во всем диапазоне подач;

- форма напорной и мощностной характеристик, полученных в данном осевом насосе с большой отрицательной закруткой на входе, является типичной для центробежных насосов (по мере увеличения подачи напор убывает, а мощность возрастает);

- по мере увеличения втулочного отношения рабочего колеса его характеристика становится все более вытянутой вдоль оси подачи;

- наиболее высокий КПД (эксперимент – 73%, расчет – 68%) зафиксирован при втулочном отношении рабочего колеса, равном 0.4 (эксперимент; расчет – 0.5); при этом, правда, диапазон подач с высоким уровнем КПД оказался наиболее узким;

- наибольшая потребляемая мощность также имела место при втулочном отношении рабочего колеса, равном 0.4 (эксперимент; расчет – 0.5);

- в насосах с втулочным отношением рабочих колес 0.5 и 0.4 на напорной и мощностной характеристиках отмечалась резко выраженная “яма”; при втулочном отношении 0.3 эта яма отсутствовала;

- по данным эксперимента, в насосе с втулочным отношением рабочего колеса, равном 0.5, наиболее высокий КПД зафиксирован примерно при нулевой закрутке за рабочим колесом; при втулочном отношении 0.3 наивысший КПД зафиксирован при большой положительной закрутке за рабочим колесом, что соответствует значительно меньшей подаче; по данным расчета в CFX-TASCflow, для всех рабочих колес наивысший КПД зафиксирован при большой положительной закрутке за колесом.

ВЫВОДЫ.

1. В ходе патентно-информационного поиска и литературного обзора установлено, что понятие лопастной системы тип НР и энергетические характеристики данной системы в теории насосостроения освещено минимально и не относится к общепринятым.

2. Определены основные геометрические параметры меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы «направляющий аппарат - рабочее колесо», влияющие на уровень гидродинамического совершенства ступени.

3. Получено соотношение для определения приведенного диаметра рабочего колеса при наличии перед ним произвольного по значению и знаку момента скорости потока.

4. Получена аналитическая зависимость для определения режима течения во входной воронке рабочего колеса.

5. Получена методом аппроксимации и подтверждена экспериментально зависимость для определения реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом.

6. Получена расчетным путем и экспериментально подтверждена графическая зависимость втулочного отношения на входе рабочего колеса от момента скорости перед ним.

7. Уточнена аналитическая зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности.

8. Разработана методика проектирования меридианной проекции рабочего колеса лопастной системы «направляющий аппарат – рабочее колесо» и проведена проверка ее основных положений на действующей

конструкции осевого насоса, результаты которой позволяют рекомендовать методику к практическому применению.

9. Результаты выполненного исследования внедрены в ООО «Энерготех» при разработке опытно-конструкторского образца химического насоса ОХВ 2000-3,5 и в учебном процессе СумГУ.

Приложения

Приложение А.

Порядок работы с программным продуктом CHANNELLER.

Выполняйте ввод данных, расчет течения и просмотр результатов следующим образом:

1. Подготовка исходных данных.

Подготовьте файл исходных данных. Это можно сделать с помощью любого текстового редактора, либо воспользоваться редактором, встроенным в программный продукт. На практике удобно взять уже существующий файл и отредактировать в нем нужные значения. Допускается любое приемлемое для операционной системы Windows имя файла исходных данных. Расширение файла должно быть '.ini'.

Запустите программный продукт. Для создания нового или открытия существующего файла исходных данных используйте соответственно пункты «Новый» или «Открыть...» меню «Файл». Выбрав и/или отредактировав файл, нажмите в окне редактирования кнопку «Открыть». Программа считывает значения файла и отобразит их графически. Если в названиях или значениях переменных файла исходных данных содержатся ошибки, либо некоторые переменные или секции отсутствуют, вместо них будут использованы умалчиваемые значения переменных.

Для просмотра геометрической конфигурации границ расчетной области в меню «Вид» установите пункт «Расчетная область». Для просмотра эпюр расходной и окружной скорости и давления во входном сечении канала установите соответствующий пункт меню «Вид» и пункт «Эпюра параметра». Если Вы, просмотрев эти рисунки, обнаружите, что в файле исходных данных содержатся ошибки, отредактируйте файл исходных данных и считайте его снова.

2. Построение расчетной сетки.

Перед выполнением основного расчета следует построить расчетную сетку. В меню «Задачи» выберите пункт «Сеткопостроитель...», и на

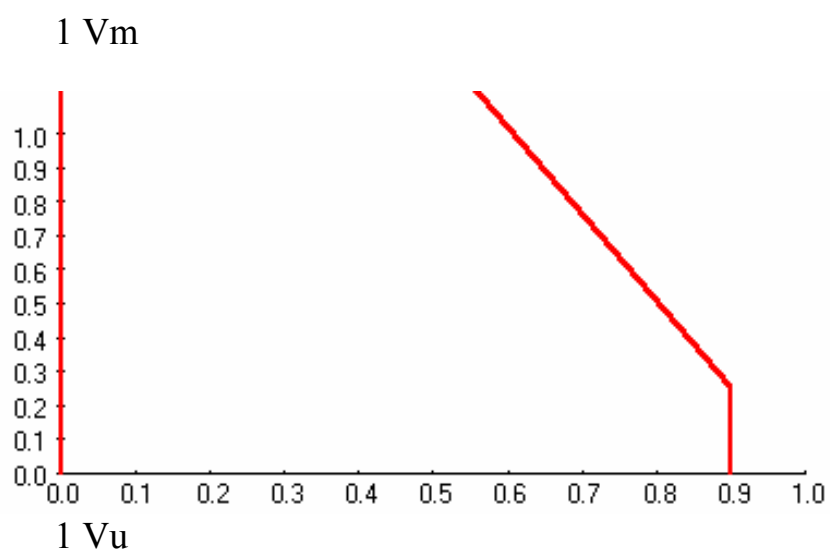
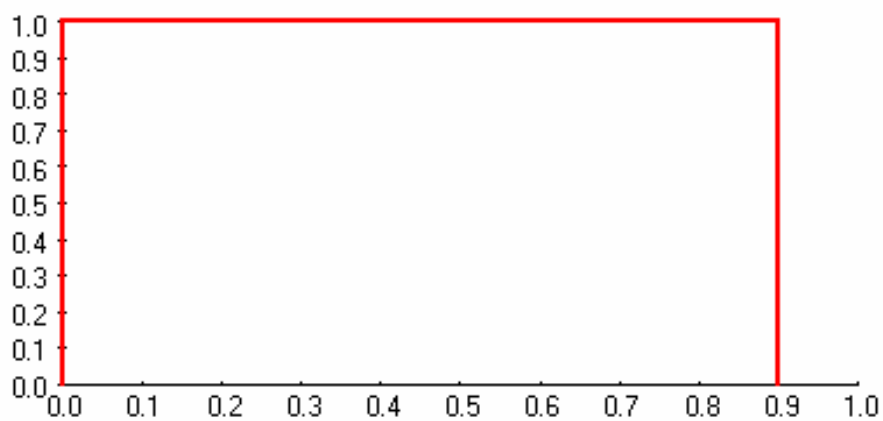
появившемся окошке нажмите кнопку «Начать процесс». Время построения сетки (с рекомендуемым числом узлов) на компьютере с процессором Intel 486 – несколько секунд при использовании алгебраического способа и несколько минут при численном решении уравнений Лапласа (ортогональная сетка). Результатом расчета будет появление в рабочем каталоге файлов ‘breb_x.rez’ и ‘breb_r.rez’, содержащих соответственно абсциссы и ординаты узлов сетки. Если нужно провести серию расчетов на одной и той же расчетной области, необходимость в построении сетки отсутствует, и можно использовать ранее полученные файлы. В меню «Вид» установите пункт «Расчетная область» и убедитесь, что расчетная сетка построена надлежащим образом.

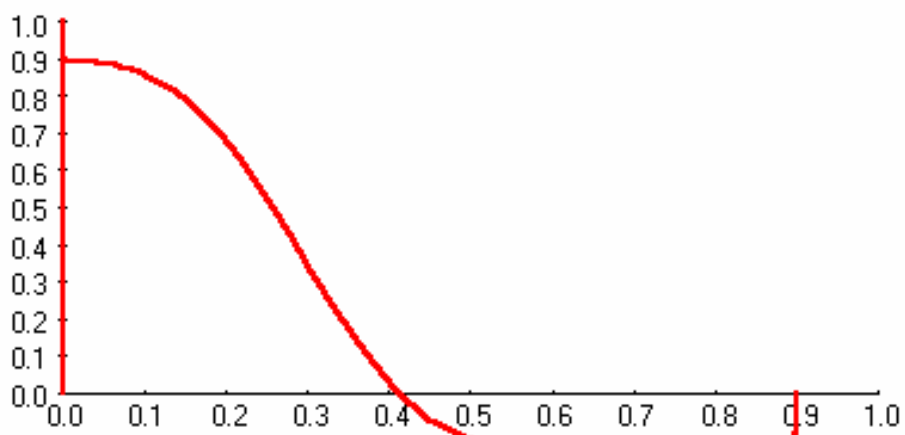
3. Выполнение и просмотр результатов расчета.

Перед выполнением этого действия в рабочем каталоге должны существовать файл исходных данных и файлы ‘breb_x.rez’ и ‘breb_r.rez’. В меню «Задачи» выберите пункт «Решатель...», и на появившемся окошке нажмите кнопку «Начать процесс». Время расчета (при рекомендуемом числе узлов) на компьютере с процессором Intel 486 составляет не более нескольких минут. Результатом расчета будет появление в рабочем каталоге файла ‘*.rez’ (при простом выводе результатов) или серии файлов с расширением ‘.rez’ (при подробном выводе). Программный продукт позволяет просмотреть содержащиеся в этих файлах результаты графически в удобном для визуального восприятия виде.

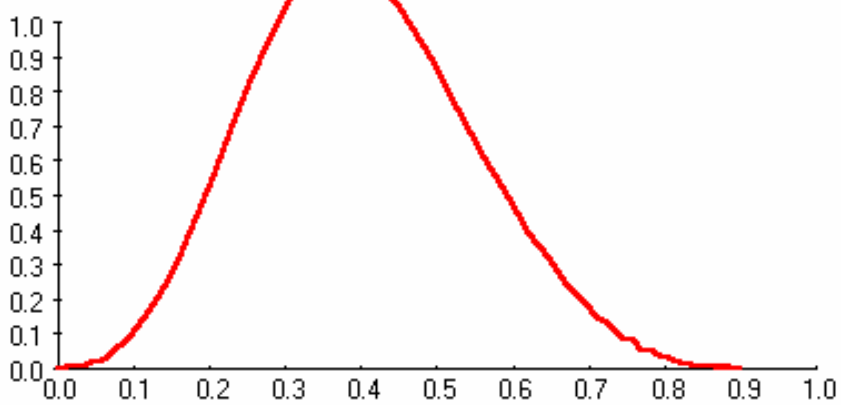
Для просмотра эпюр расходной и окружной скорости и давления в различных сечениях канала установите соответствующий пункт меню «Вид» и пункт «Эпюра параметра». Пункт «Поле параметра» меню «Вид» позволяет отобразить на расчетной области положение изолиний скоростей и давления для значений, указанных в файле исходных данных в секции [Display]. Имеется также возможность просмотра общей информации об интегральных параметрах потока.

Пример расчета для случая, когда в сечении было зафиксировано условие появления возвратного течения у втулки (идеализированные исходные данные).

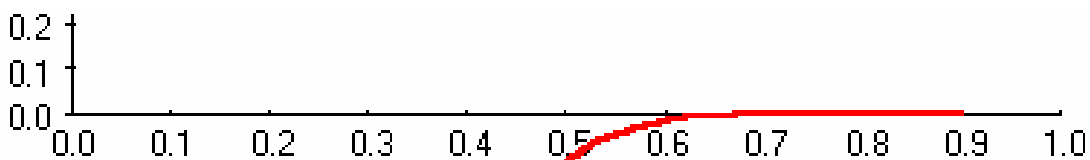




$8 V_m$ – эпюра расходной скорости в области отрыва

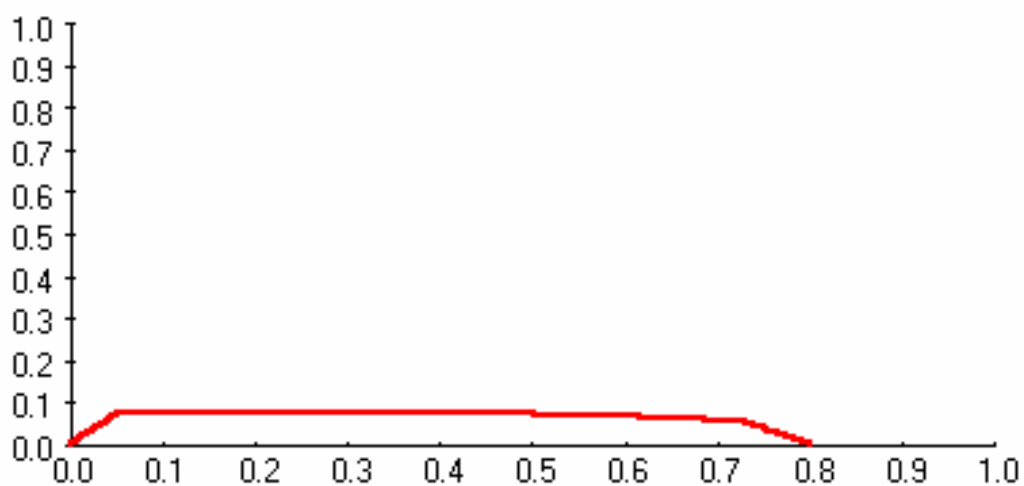


$8 V_u$ – эпюра окружной скорости в области отрыва

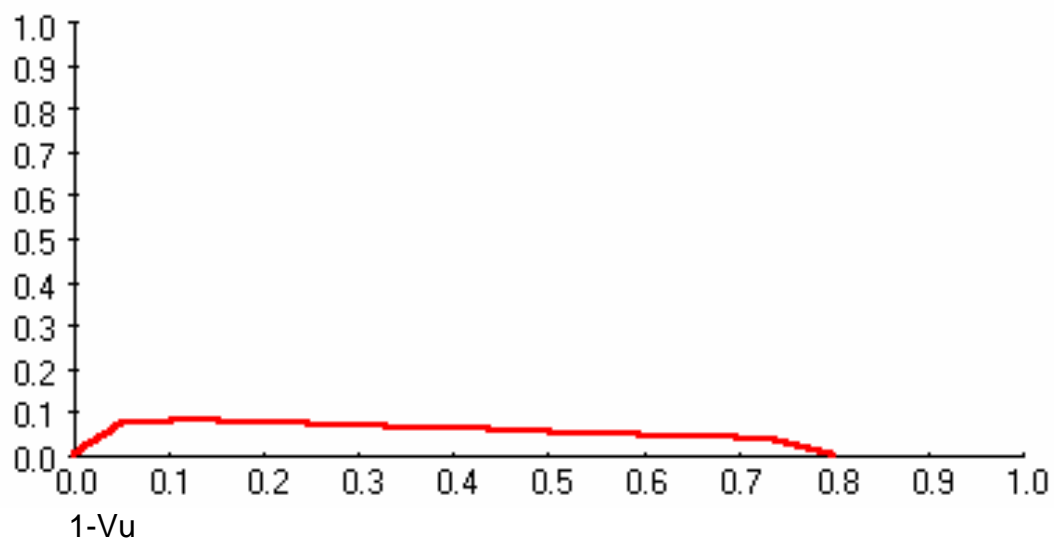


$8 P_r$ – поперечная поправка к давлению в области отрыва

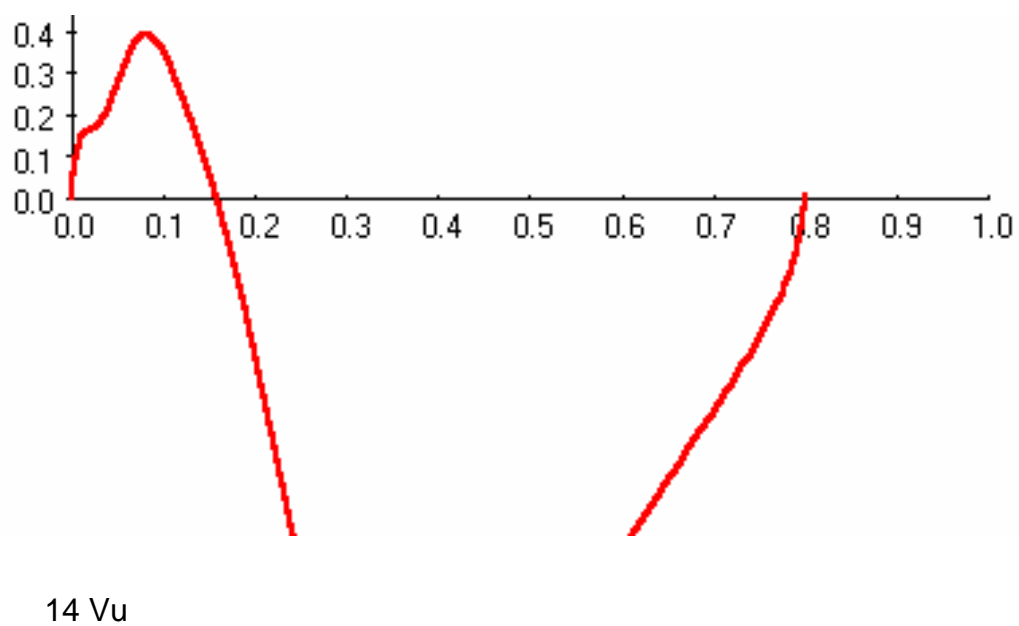
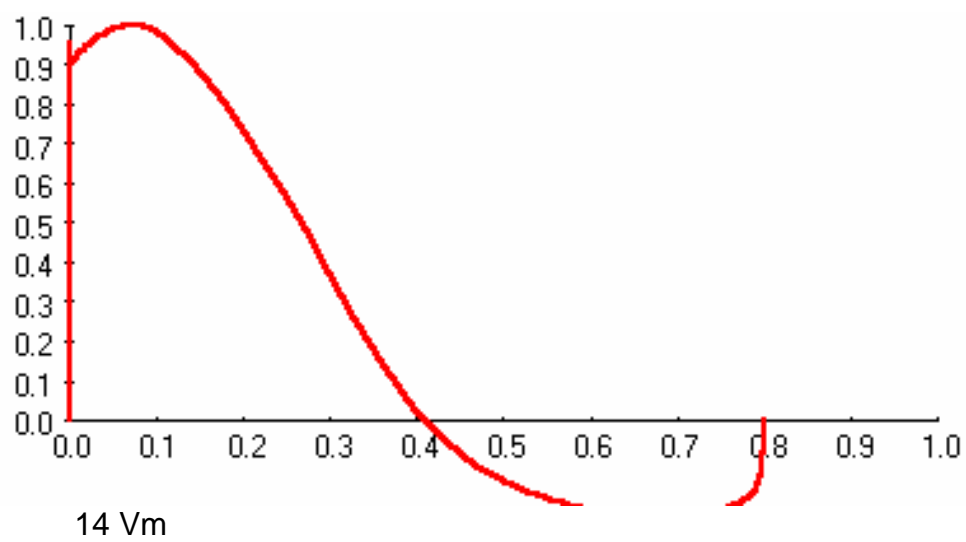
Пример расчета для случая, когда в сечении было зафиксировано условие появления возвратного течения у втулки (реальные исходные данные $\overline{d_{em}}=0.2$, $m = 0.35$).



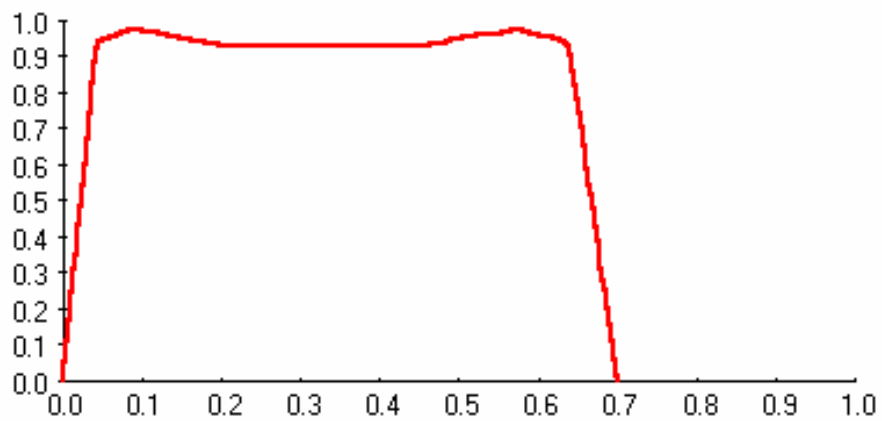
1-V_m



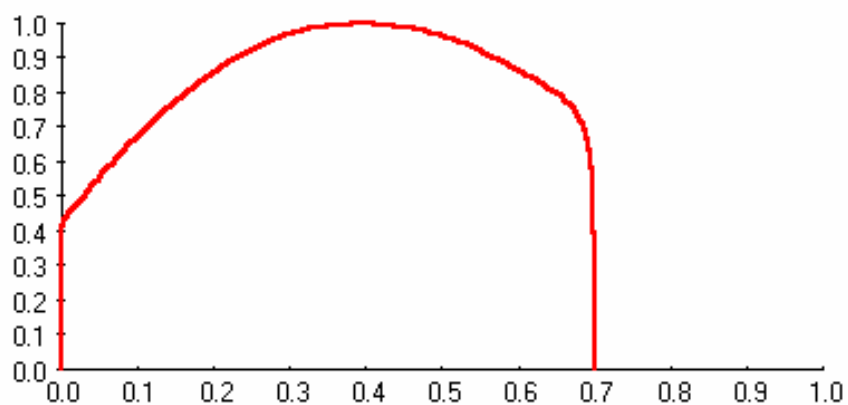
1-V_u



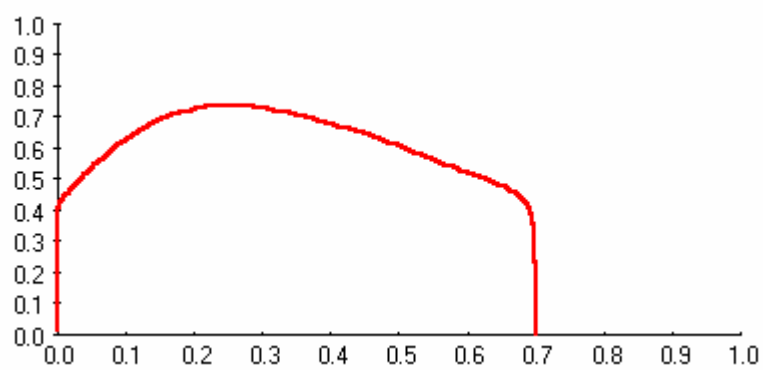
Пример расчета для случая отсутствия возвратного течения
(реальные исходные данные) $\overline{d_{em}}=0.3$, $m=0.35$



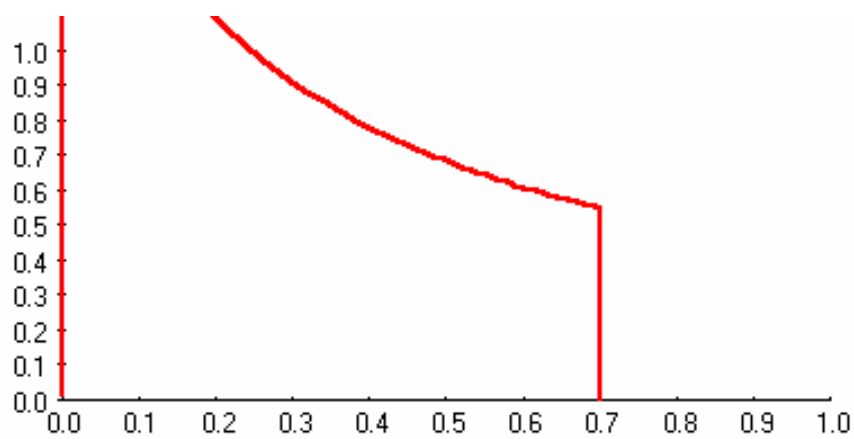
1-Vm



1-Vu



56-Vm



56-Vu

AKT1

AKT2

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.

1. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р ; [пер. с англ.] – М.: Мир, в 2 томах 1990. – 728 с.
2. Барлит В.В. Гидравлические турбины / В.В. Барлит - К.: Вища школа, 1977. – 356 с.
3. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. / Б.И. Боровский // М.: Машиностроение, 1989. – 184 с.
4. 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.
5. 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, №35.- Сумы, изд-во Ризоцентр. - 1999. - С. 192-197.
6. 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.
7. Бурлака В.Б. Задача создания нового поколения капсульных осевых насосов / В.Б. Бурлака, А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Вестник НТУУ "КПИ" : Машиностроение, Т. 2, № 34. - Сумы, изд-во Ризоцентр. – 1999.– С.334-341.
8. 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 [редкол.: Ю.М. Мацевитий (відп. ред.) та ін.] – Харків: ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України, - 2000. – С. 464-470.

9. Вертячих А.В. Исследование и разработка малогабаритных боковых подводов с малой неравномерностью и требуемым моментом скорости для лопастных насосов: дис. ... кандидата техн. наук: 05.04.03 / Вертячих Анатолий Васильевич. – Сумы, 1981. – 289 с.

10. Вертячих А.В. К вопросу об улучшении массогабаритных характеристик лопастных насосов / А.В. Вертячих, А.А. Евтушенко, А.И. Швиндин // Вестник НТУУ “КПИ” : Машиностроение, Т.2, №38. - Сумы, изд-во Ризоцентр. — 2000.- С. 249-254.

11. Вертячих А.В. Экспериментальное исследование проточной части диагонального насоса повышенной быстроходности с комбинированным отводом / А.В. Вертячих, А.А. Евтушенко, А.И. Швиндин // Гидравлические машины. Респ. межвед. научн. – техн. сборник. Харьков: "Вища школа" - №13. — 1979. С. 45-51.

12. Входной регулирующий аппарат для аэро- и гидродинамических исследований элементов проточной части турбомашин / А.И. Швиндин, А.А. Евтушенко, А.В. Вертячих – Сумы, 1980. – 102 с. [Рукопись представлена ВНИИАЭН] - Деп. в ЦИНТИХимнефтемаш 14.03.80, №7(105).

13. Воронов В.Ф. Судовые гидравлические машины / Воронов В.Ф., Арцыков А.П. – Л.: Судостроение, 1976. – 304 с.

14. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.И. Боровский, Н.С. Ершов, Б.В. Овсянников, В.И. Петров, В.Ф. Чебаевский, А.С. Шапиро – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

15. Горгиджян С.А. Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения / С.А. Горгиджян, А.И. Дягилев – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.

16. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: дис. ... кандидата тех. наук: 05.05.17 / Александр Григорьевич Гусак – Сумы, 1996 – 213 с.

17. Гусак А.Г. Оптимизация конструктивной схемы проточной части погружных моноблочных насосов высокой быстроходности / А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Химическое машиностроение. Сборник научных трудов [отв. ред. Хворост В.А.] – К. 1 УМК ВО, 1992. – С. 68-77

18. Гусак А.Г. О целесообразности и принципах создания типоразмерного ряда погружных моноблочных насосов со схемой проточной части “направляющий аппарат – рабочее колесо” / А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. Теория, расчет, конструирование: Темат. сб. науч. тр. [отв. ред. И. А. Ковалев] – К.: ИСИО, 1994. – С. 141–149.

19. Гусак А.Г. Оценка влияния на энергетические качества лопастной системы взаимного расположения рабочего колеса и аппарата в насосе высокой быстроходности / А.Г. Гусак // Труды VIII-й Международной научно-технической конференции ”Насосы-96” - Сумы: ИПП “Мрія” ЛТД, 1996, Т. 1. - С. 324-333.

20. Гусак А.Г. Сопоставительный анализ гидравлических способов уменьшения массогабаритных показателей лопастных насосов / А.Г. Гусак, Н.А. Федотова, Е.Н. Коваленко // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 13 (59). – Суми: СумДУ. – 2007. – С. 156-161.

21. 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.

22. Дослідження нетрадиційних турбомашин і систем для вирішення енергетичних та екологічних проблем. Звіт про науково-дослідну роботу (заключний звіт) / СумДУ –80.01.04.00-02 д/б № 0100U003214 – Суми, 2002р – 204 с.

23. Евтушенко А.А. Об использовании математической модели течения на базе обобщенных уравнений в криволинейных ортогональных координатах / А.А. Евтушенко // Вісник СумДУ: Технічні науки, №2(10) – Суми: СумДУ, 1998. – С. 51-57.

24. Евтушенко А.А. Экспериментальное исследование структуры потока в меридиональной проекции рабочего колеса насоса с лопастной системой типа НР / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова, А.Н. Кочевский // Вестник НТУУ "КПИ" : Машиностроение, № 42, Т. 2. – Сумы, изд-во Ризоцент. - 2002. — С. 170-174.

25. Евтушенко А.А. Исследование и разработка методики проектирования диагональных рабочих колес повышенной быстроходности ГЦН: дис. ... кандидата тех. наук: 05.04.03 / Анатолий Александрович Евтушенко– Л.: ЛПИ, 1979 – 245 с.

26. Евтушенко А.А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения / А.А. Евтушенко // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: тематический сборник научных трудов [отв. ред. И.А.Ковалев] - К.: ИСИО, 1994. - С. 20-28.

27. Евтушенко А.А. Задача создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко // Праці II Української науково-технічної конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній праці”. - Черкаси: ЧІТІ. - 1998. – С. 45-50.

28. Евтушенко А.А. Основы методики проектирования лопастной системы типа НР насоса высокой быстроходности / А.А. Евтушенко, А.Г. Гусак // Труды 8-й Международной научно-технической конференции “Насосы 96” Т. 1. – Сумы :ИПП “Мрія-Л” ЛТД. - 1996. – С. 334-346.

29. Евтушенко А.А. Исследование течения в проточной части осевого насоса с лопастной системой типа НР / А.А. Евтушенко, А.Н. Кочевский, Н.А. Федотова, А.Е. Щеляев, В.Н. Коньшин // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 1 (73). – Суми: Вид-во СумДУ. – 2005. – С. 41-58.

30. 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. Сборник научных трудов. / НАН Украины Институт математики / [отв. ред. Самойленко А.И. и Богданов Ю.Н.] – К.: 1998 – С. 93-96.

31. Евтушенко А.А. Развитие насосостроения в Украине// А.А. Евтушенко, Э.Е. Ржебаев, А.И. Швиндин, М.И. Шифрин // Машинобудування України. №1.- Киев. - 1995.- С. 30-33.

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

33. Евтушенко А.А. Гидравлический расчет входной части рабочего колеса лопастного насоса при наличии перед ним произвольного по величине и знаку момента скорости потока / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вісник СумДУ: Технічні науки. – № 9(30)-10(31). - Суми: Вид-во СумДУ. - 2001. – С. 179-185.

34. Евтушенко А.О. Вихідні дані для розрахунку течії в підводному пристрої лопатого насоса / А.О. Евтушенко // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение, Т.2 , №35. – Сумы, изд-во Ризоцентр. – 1999. – С. 198-204.

35. Евтушенко А.А. Меридианная проекция рабочего колеса лопастного насоса с учетом влияния момента скорости потока перед ним / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Збірник наукових праць міжнародної науково – технічної конференції “Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання”– Харків: ІПМаш НАН України, Т. 2. - 2003.– С. 564–569.

36. Евтушенко А.А. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом насоса

на стадии его проектирования / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вестник НТУ "ХПИ": Технология в машиностроении. – Харьков – №129. - 2001. – С. 343 – 351.

37. 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. № 19 – Суми, СумДУ – 2000. – С. 68-71.

38. Евтушенко А.А. Экспериментальное исследование структуры потока в меридианной проекции рабочего колеса насоса с лопастной системой типа НР / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова, А.Н. Кочевский //Вестник НТУУ «КПИ» : Машиностроение. - № 42, Т. 2 – Сумы, изд-во Ризоцентр. - 2002. - С. 170-174.

39. Евтушенко А.А. Некоторые особенности проектирования насосных решеток профилей в пространственном потоке вязкой жидкости/, А.А. Евтушенко, А.Н. Папир – Сумы, 1979. – 135 с. [Рукопись представлена ВНИИАЭН] - Деп. в ЦИНТИХимнефтемаш 17.09.79, №9(522).

40. Євтушенко А.О. Оптимізація геометричних параметрів кільцевого дифузора з циліндричною втулкою, що обертається / А.О. Євтушенко, О.М. Кочевський, В.Г. Неня // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение, Т. 2 - №38, - 2000 – С. 285-292.

41. Елин А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: дис. ... кандидата тех. наук: 05.05.17. / Елин Александр Валерьевич – Сумы, 2002. - 230 с.

42. Еремина А.С. Создание новых насосов центробежных насосов с регулированием на входе / А.С. Еремина, Т.Р. Ионайтис // Отчет ВИГМ – М., ВИГМ, 1962.

43. Євтушенко А.О. Розрахункове дослідження впливу діагональності поверхні струму і змінності товщини шару на гідравлічні характеристики ґратки профілів робочого колеса типової лопатевої системи /

А.О. Євтушенко, О.Г. Гусак, Н.А. Федотова // Вісник НТУУ “КПІ”: Машинобудування, №54. - Київ: Вид-во НТУУ “КПІ”. - 2008. – С. 239-246.

44. Зимницкий В.А. О причинах возникновения противотоков в гидромашинах на режимах малых расходов / В.А. Зимницкий // Энергомашиностроение. – 1968. - №11. – С. 21.

45. Исследование нетрадиционных путей превращения энергии в жидкостях и газах и создание на их основе прогрессивного оборудования для гидропневмосистем. Отчет по НИР (промежуточный) / СумГУ – 80.01.06.06-08 г/б - № 0106U001935 – Сумы, 2007г. – 170 с.

46. Каплун І.П. Вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу. діс. ... кандидата тех. наук: 05.05.17. / Каплун Ігор Петрович – Суми, 2007.-165 с.

47. Квон О. Расчет несжимаемых оторвавшихся пограничных слоев с учетом вязко-невязкого взаимодействия / О. Квон, Р. Плетчер // Теоретические основы инженерных расчетов: Труды американского общества инженеров-механиков. - Т. 101, № 4.– 1979. – С. 171-180.

48. Каминер А.А. Гидромеханика в инженерной практике / А.А. Каминер, О.М. Яхно – К., Техника, 1987. – 175 с.

49. Косторной С.Д. Математическое моделирование течения жидкости лопастных гидромашинах с целью определения их гидравлических характеристик для анализа и проектирования: автореф. дисс. на соискание научной степени док. техн. наук. : спец. 193 : гидравлические машины / С.Д. Косторной. – Харьков : ХПИ, 1992. – 35 с.

50. Кочевский А.Н. Математическая модель течения жидкости в гидромашинах в криволинейных ортогональных координатах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Информационные технологии: Наука, техника, технология, образование, здоровье. Сборник научных трудов ХГПУ №6. В четырех частях, Ч.2. – Харьков: ХГПУ. - 1998. – С.442-447.

51. Кочевский А. Н. К методике проектирования отводящего устройства осевого насоса с лопастной системой типа НР / А.Н.

Кочевский, В.Г. Неня // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету – Кіровоград: КДТУ. - 2000. – С. 63-69.

52. Кочевский А. Н. Экспериментальное исследование структуры потока за рабочим колесом осевых насосов / А.Н. Кочевский, Н.Н. Кочевский // Вестник СумГУ: Технические науки. – – № 9 (30) – 10 (31). - Сумы, 2001 – С. 171–179.

53. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вестник СумГУ: Технические науки. – № 13 (59). – Сумы, СумГУ. - 2003. – С. 195-210.

54. Кочевський О.М. Оптимізація геометричних параметрів відвідних пристроїв насосів високої швидкохідності з лопатевою системою типу НР: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.17 / Олексій Миколайович Кочевський. – Суми: СумДУ, 2001. – 195 с.

55. Кочевський О.М. Застосування узагальнених рівнянь Прандтля для відривних внутрішніх закручених течій / О.М. Кочевський // Вестник НТУУ “КПІ”: Машиностроение, - №36, 1999 – С. 465-472.

56. Кочевський О.М. Математична модель внутрішніх закручених течій на базі узагальнених рівнянь Прандтля / О.М. Кочевський, В.Г. Неня, А.О. Євтушенко // Вестник НТУУ “КПІ”: Машиностроение, - №35, 1999. Сумы, изд-во Ризоцентр. – С. 215-225.

57. Кузина А.И. Разработка методики проектирования лопастных систем осевых насосов высокой быстроходности:/ А.И.Кузина / автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук / 05.04.03./ А.И.Кузина –Л. : ЛПИ, 1975. – 22 с.

58. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин [2 – изд., перераб. и доп.]– “Машиностроение” – М. – Л. – 364 с.

59. Лопастные насосы: Справочник / [Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н. Умов В.А.] ; [общ. ред. Зимницкого В.А. и Умова В.А.] - Л.: «Машиностроение» (Ленинград. отд.), 1986.-344 с.

60. Малюшенко В.В. Расчет и профилирование осевого насоса: [Учебн. пособие.] / В.В. Малюшенко - Харьков: ХПИ, 1982. - 51 с.

61. Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств: ГОСТ 8.563.2-97. – [действительный от 1999.01.01]. – М.: Госстандарт России, 1999. – 86 с. – (межгосударственный стандарт).

62. Михайлов А.Н. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.Н. Михайлов, В.В. Малюшенко – М.: Машиностроение, 1971.- 304 с.

63. Михайлов А.Н. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.Н. Михайлов, В.В. Малюшенко - М.: Машиностроение, 1977.-288 с.

64. Насосы динамические. Методы испытаний : ГОСТ 6134-87. – [введен 89.01.01]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 29с. – (межгосударственный стандарт).

65. Насосы динамические. Ряды основных параметров : ГОСТ 27854-88 (СТ СЭВ 6049-87). – [введен 88.20.10]. – М.: Изд-во стандартов,- 1994 - 6 с.

66. Насосы осевые О и ОП и центробежные вертикального типа В / Каталог – справочник – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, - 1970. – 52 с.

67. Наукові основи технічного забезпечення енергозберігаючих технологій в гідропневмосистемах Звіт про науково-дослідну роботу (проміжний звіт) / СумДУ –80.01.05.03-05 д/б № 0103U000769 - Суми, 2003р. – 177 с.

68. Наукові основи технічного забезпечення енергозберігаючих технологій в гідропневмосистемах Звіт про науково-дослідну роботу (проміжний звіт) / СумДУ –80.01.05.03-05 д/б № 0103U000769 - Суми, 2004р. – 153 с.

69. Некоторые соображения по работе лопастного насоса с регулированием на входе. [Отчет ВИГМ] / Еремина Л.С., Руднев С.С. М. - ВИГМ, 1961. – 48 с.

70. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. / Овсянников Б.В., Боровский Б.И.— [3-е изд] – 1986. – 376 с.

71. Осевые насосы: каталог-справочник / Азарх Д.Н., Попова Н.В. - Г., 1961. – 36 с.

72. Папир А.Н. Методика проектирования лопастных систем осевых насосов. – в кн.: Лопастные насосы / [под. ред. Л.П. Грянка и А.Н. Папира] – Л.: Машиностроение, 1975. – с. 70 - 77.

73. Папир А.Н. Осевые насосы водометных движителей / А.Н. Папир - Л.: Судостроение, 1965. – 252 с.

74. Папир А.Н. Малогабаритные глубинные насосы / А.Н. Папир // Труды ЛПИ. – Л. – 1955. - №177. – С. 42-48.

75. Папир А.Н. Влияние густоты решеток профилей рабочего колеса осевого насоса на его энергетические и кавитационные качества / А.Н. Папир – Известия ВУЗов, «Энергетика» - 1961. - №11. – С.111-119.

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

77. Проскура Г.Ф. Гидродинамика турбомашин / Г.Ф. Проскура – К.: Машгиз, 1954. – 494 с.

78. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкости и газов / К Пфлейдерер – М.: Машгиз, 1960. – 683 с.

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

80. Раухман Б.С. Профильные потери решетки радиально-осевой турбины в двухмерном потоке / Б.С. Раухман - «Энергомашиностроение», №12, 1963, с. 5-8.

81. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток [учеб. пособие] / С.С. Руднев [под ред. Л.Г. Подвидза] – М.: МВТУ, 1975. – 78 с.

82. Руднев С.С. Опыт измерения момента скорости за элементами проточной части лопастного насоса / С.С. Руднев, А.И. Швиндин А.И. //Труды ВНИИГидромаш: Повышение технического уровня центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1980. – С. 48-54.

83. Стандарт ISO 2858-75. Насосы центробежные с осевым входом (номинальным давлением 16 бар). Обозначение, номинальные параметры и размеры. [введен 01.02.1975]. – 1975 - 5 с.

84. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов – Физматгиз – М., 1962. – 512 с.

85. Стефановский В.А. Исследование осевых выправляющих аппаратов пропеллерных насосов / В.А. Стефановский – Труды ВИГМ, №11. – М., 1940. – С. 20-30.

86. Суханов Д.Я. Американские центробежные насосы и метод их расчёта / Д.Я. Суханов – М. – Л.: Гос. объедин. научн. – техн. из.- во., 1938. – 72 с.

87. Тиме И.В. Исследование отрыва потока в лопастной системе рабочего колеса обратимой диагональной гидромашин / И.В. Тиме – М., «Энегомашиностроение» - №3, 1969. – С.7-9.

88. Федотова Н.А. Анализ существующих рекомендаций по выбору втулочного отношения на выходе из рабочего колеса лопастной системы типа РВ и возможность их использования для лопастной системы типа НР / Н.А. Федотова // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 13 (59). – Суми: Вид-во СумДУ. – 2003. – С. 169-173.

89. Федотова Н.А. Экспериментальное исследование влияния втулочного отношения на структуру потока за направляющим аппаратом и рабочим колесом в осевом насосе / Н.А. Федотова// Материалы научн. – техн. конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов инженерного факультета – Сумы: СумГУ, 2001, №3. – с. 254.

90. Федяевский К. К. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости / К.К. Федяевский, А.С. Гиневский, А.В. Колесников – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.

91. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования / З.Л. Финкельштейн – Алчевск, ДонГТУ, 2008. – 123 с.

92. Чебаевский В.Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов / В.Ф. Чебаевский, В.И. Петров – М.: Машиностроение, 1973.- 152 с.

93. Шапиро А.С. Меридианная форма рабочих колес осевых насосов с высокими антикавитационными свойствами /А.С. Шапиро, А. А. Артемьев // Гидравлические машины. – Харьков: ХГУ. - 1984 - №18. – С. 34 – 41.

94. Шкарбуль С. Н. Экспериментальное исследование структуры потока в рабочем колесе центробежного компрессора с различными профилями лопаток/ С.Н. Шкарбуль //Тр. ЛПИ.— 1962.—№ 221.

95. Швиндин А.И. Применение промежуточного лопаточного отвода с целью уменьшения габаритов лопастных насосов со спиральным отводом: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук / 05.04.03./ Александр Иванович Швиндин - Сумы, 1983. - 14 с.

96. Этинберг Э.И. Методика расчета осесимметричного потока в гидротурбинах / Э.И. Этинберг – М.: Энергомашиностроение, 1973 - №11. – С.23-25.

97. Яременко О.В. Испытания насосов / О.В. Яременко – М.: Машиностроение, 1974. – 225 с.

98. Cebeci T. Analysis of Turbulent Boundary Layers / T. Cebeci, A. M. O. Smith – New York: Academic, 1974.

99. CFX-TASCflow Computational Fluid Dynamics Software. Theory Documentation. Version 2.11. – 2001. – 342 p.

100. CFX-TurboGrid Software Documentation. User Manual. Version 1.6. – 2001. – 180 p.

101. Bernauer I. Technik und Anwendung moderner Propellerpumpen / Bernauer I., Schafer H., Witterkindt W. - KSB Technische Berichte, Heft 19, 1985.
102. Bernauer I. Weiterentwicklung von Propellershaufeln für die Förderung von Flüssigkeiten mit faserigen Feststoffen / Bernauer I., Schafer H., Witterkindt W. - KSB Technische Berichte, Heft 21, 1986.
103. Rouleau W. T. The Application of Finite Difference Methods to Boundary-Layer Type Flows / Rouleau W. T., Osterle J. F. - J. Aeronaut. Sci. – 1955. – Vol. 22. – P. 249-254.
104. Patankar S. V. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows / Patankar S. V., Spalding D. B. - Int. J. Heat Mass Transfer. – 1972. – Vol. 15. – P. 1787-1806.
105. Hah C. Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backswept Impeller at Various Operating Conditions / Hah C., Bryans A. C., Moussa Z., Tomsho M. E. - Journal of Turbomachinery – July 1988. – Vol. 110. – P. 303-311.
106. Hah C. Secondary Flows and Vortex Motion in a High-Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Conditions / Hah C., Krain H. - Journal of Turbomachinery – January 1990. – Vol. 112. – P. 7-13.
107. Ruprecht A. Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery / Task Quarterly – 2002. – Vol. 6, No 1. – P. 187-208.
108. Schafer M. Propellertauchmotorpumpen mit integrierten Planetengetriebe / Schafer M., Schmidt C. - KSB Technische Berichte, Heft 21, 1986.
109. Flow, Thermal, and Stress Simulation Software and Services. CD-adapco: Your CAE Partner for Success. / [электронный ресурс] - Режим доступа : www.cd-adapco.com.
110. Rotating Flows and Multiple Reference Frames P 1 & 2 / [электронный ресурс] - Режим доступа : www.adapco-online.com.

111. CFD Flow Modeling Software & Solutions from Fluent
[электронный ресурс] - Режим доступа : www.fluent.com.

112. Numerical Computation of Internal and External Flows / Prof. Ch.
Hirsch [Электронный ресурс] - Режим доступа : www.numeca.be.