Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уфимский государственный авиационный технический университет»

На правах рукописи

АБДУЛИН Арсен Яшарович

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ СКОРОСТНЫХ СУДОВ

Специальность 05.04.13 Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель доктор техн. наук, доцент Месропян А. В.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5			
Глава 1. Анализ проблемы исследования. Постановка цели и задач	12			
1.1 Аналитический обзор движителей современных судов	12			
1.1.1 Анализ режимов работы и схем гребных винтов	13			
1.1.2 Общее устройство водометных движителей	20			
1.1.3 Особенности применения движителей нетрадиционных схем	23			
1.2 Анализ конструктивно-компоновочных схем системы «ВД – судно»	25			
1.3 Анализ конструктивно-компоновочных схем водометных движителей	27			
1.3.1 Основные системообразующие элементы ВД	27			
1.3.2 Преимущества и недостатки водометных движителей различных				
схем	29			
1.3.3 Обоснование схемы водометного движителя	31			
1.4 Аналитический обзор работ по моделированию рабочего процесса				
водометных движителей				
1.5 Постановка цели и задач				
Выводы по главе 1				
Глава 2. Расчет характеристик водометных движителей	43			
2.1 Разработка математической модели рабочего процесса				
водометного движителя				
2.1.1 Теоретическое обоснование работы водометного движителя				
глиссирующего катера	44			
2.1.2 Описание системы уравнений рабочего процесса ВД	46			
2.1.3 Использование моделей турбулентности и кавитации при				
молелировании рабочего процесса ВЛ				
2.2 Формирование имитационной модели рабочего процесса				
водометного движителя	57			
2.2.1 Расчет геометрических параметров рабочих колес ВЛ				
2.2.2 Создание трехмерных геометрических моделей элементов	-			
водометного движителя	62			

2.2.3 Построение сеточных моделей элементов водометного					
движителя	69				
2.2.4 Формирование численной модели рабочего процесса ВД	73				
2.3 Анализ распределения локальных параметров потока					
в проточной части водометных движителей	78				
2.4 Анализ интегральных характеристик водометных движителей					
2.4.1 Анализ интегральных характеристик лопастных насосов ВД	90				
2.4.2 Анализ интегральных характеристик водометных движителей	93				
Выводы по главе 2	97				
Глава 3. Экспериментальное исследование характеристик водометных					
движителей	99				
3.1 Разработка экспериментального стенда испытаний ВД	99				
3.1.1 Описание объекта исследований	99				
3.1.2 Разработка схемы препарирования водометного движителя	101				
3.2 Разработка методики экспериментальных исследований					
3.2.1 Тарировка датчиков давления	104				
3.2.2 Разработка требований к безопасности, контролю испытаний					
и защите окружающей среды	105				
3.2.3 Разработка программы экспериментальных исследований	106				
3.3 Разработка методики обработки экспериментальных данных					
3.3.1 Первичная обработка экспериментальных данных	111				
3.3.2 Расчет интегральных характеристик рабочего процесса ВД	113				
3.4 Сравнение результатов физических экспериментов и численного					
моделирования	116				
3.4.1 Сравнение результатов моделирования и экспериментального					
исследования модельного глиссирующего катера лаборатории Center for					
Maritime Systems	116				
3.4.2 Сравнение результатов моделирования и экспериментального					
исследования полноразмерного глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet					
Выводы по главе 3					

Глава 4. Методика моделирования рабочего процесса водометных	
движителей	123
4.1 Верификация математической модели по результатам физических	
экспериментов	131
4.2 Идентификация характеристик водометных движителей	137
4.2.1 Идентификация характеристик лопастных насосов ВД	137
4.2.2 Идентификация тяговых характеристик ВД	140
4.3 Формирование методики проектирования водометного движителя	143
4.3.1 Определение основных параметров водометного движителя	143
4.3.2 Проектирование лопастного насоса ВД	150
4.4 Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей	147
Выводы по главе 4	147
Основные результаты и выводы	149
Библиографический список	151
Приложение А. Оборудование экспериментального стенда	158
Приложение Б. Нестационарные характеристики ВД	159

введение

Диссертационная работа посвящена разработке методики моделирования течения вязкой турбулентной несжимаемой жидкости в проточной части водометных движителей скоростных судов с лопастными насосами с учетом неравномерности полей скоростей и давлений, настационарности потока, паровой кавитации, влияния геометрии проточной части.

Повышение требований Актуальность. к энергоэффективности современных скоростных судов обуславливает необходимость совершенствования рабочих процессов их движителей и энергетических установок. Энергоэффективность гребных винтов (ГВ) понижается на высоких скоростях движения (более 50...60 км/ч), а их использование на обмелевших и замусоренных водоемах становится, зачастую, невозможным или опасным для жизни. Водометные движители (ВД) с лопастными насосами обладают преимуществами перед другими типами движителей, т.к. они обеспечивают высокие значения КПД судна (на скоростях более 60...70 км/ч), безопасность эксплуатации, более низкие уровни шума (на 6–10 дБ) по сравнению с ГВ, высокую маневренность, приемистость, проходимость по мелководью и обладают меньшей склонностью к кавитации на высоких скоростях движения.

Создание ВД требует решения комплекса задач, направленных на разработку новых схемных решений системы «ВД – судно», оптимизацию геометрических параметров и совершенствование рабочего процесса.

Выбор наиболее эффективной схемы компоновки «ВД – судно» зависит от геометрии обводов судна, скорости движения, условий эксплуатации и определяет дополнительное сопротивление движению судна, условия работы лопастного насоса, тяговые и мощностные характеристики ВД.

Рабочий процесс ВД представляет собой трехмерное (3D) течение вязкого турбулентного несжимаемого потока в проточной части сложной геометрии и характеризуется одновременным протеканием ряда гидродинамических процессов. При моделировании рабочего процесса учитывается выброс жидкости в неограниченное пространство, образование паровых

кавитационных каверн, отрыв потока от стенок проточной части, течение в радиальном зазоре на лопастях рабочего колеса (РК).

Широкое распространение при расчетах параметров рабочего процесса ВД получили приближенные одномерные и двухмерные эмпирические модели, численное 3D-моделирование и физические эксперименты.

Вопросам совершенствования рабочих процессов ВД и лопастных насосов посвящены работы многих отечественных и зарубежных авторов. Среди них в области ВД следует выделить труды А. Н. Папира, Ю. М. Войнаровского, А. М. Басина, Е. Г. Хорхордкина, С. В. Куликова, М. Ф. Храмкина, В. Ф. Васильева, А. Ю. Яковлева, *Norbert Bulten, John Carlton*, в области лопастных насосов – Б. В. Овсянникова, Л. И. Степанова, Г. В. Викторова, в области кавитации – *Ashok K. Singhal, Farid Bakir*, в области турбулентности – А. А. Юна. В работах отечественных ученых предложены одномерные и двухмерные методы расчета рабочего процесса ВД с лопастными насосами, а также эмпирические зависимости интегральных параметров. В работах зарубежных авторов, посвященных 3D-моделированию рабочего процесса ВД, не рассмотрены вопросы влияния нестационарности потока, паровой кавитации и неравномерности потока на характеристики ВД, отсутствуют рекомендации по построению геометрической 3D-модели проточной части водовода, рабочих колес оседиагонального типа и осевого спрямляющего аппарата (CA).

Таким образом, исследование и совершенствование рабочего процесса ВД, направленное на снижение объемов доводочных испытаний, а также разработка методики 3D-моделирования рабочего процесса и оптимизации геометрических параметров является актуальной задачей.

Цели и задачи исследований. Целью работы является совершенствование рабочего процесса водометных движителей с осевыми и оседиагональными насосами и разработка методики 3D-моделирования рабочего процесса.

Исходя из цели работы, для ее реализации были сформулированы следующие задачи:

1. Аналитический обзор схемных решений ВД. Анализ работ по проблемам моделирования рабочего процесса ВД.

2. Разработка математической модели рабочего процесса ВД, учитывающей влияние геометрических параметров проточной части, нестационарности потока, неравномерности полей скоростей и давлений на входе в РК и паровой кавитации на параметры рабочего процесса.

3. Верификация математической модели рабочего процесса ВД.

4. Разработка методики моделирования рабочего процесса ВД с осевыми и оседиагональными насосами, моделировать влияние геометрических параметров проточной части, нестационарности потока, паровой кавитации и неравномерности на параметры рабочего процесса и рассчитывать интегральные характеристики.

Методы исследований. Работа выполнена с использованием классических методов механики жидкости и газа, методов численного решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений и систем уравнений в частных производных, теории лопастных гидронасосов, методов экспериментального исследования.

Научная новизна. Новыми научными результатами, полученными в работе, являются разработанная математическая модель рабочего процесса ВД, результаты численного моделирования и физических экспериментов, а также методика моделирования, направленные на повышение эффективности рабочего процесса и сокращение объемов доводочных испытаний:

1. Результаты численного моделирования рабочего процесса ВД, отличающиеся тем, что исследовано влияние геометрии проточной части на параметры рабочего процесса, получены тяговые характеристики ВД и характеристики осевых и оседиагональных насосов с учетом возникновения паровой кавитации, нестационарности и неравномерности потока.

2. Результаты экспериментальных исследований ходовой лаборатории на базе глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet с ВД и верификации математической модели рабочего процесса, отличающиеся тем, что для данного

7

катера и ВД впервые были рассчитаны ходовые характеристики, и по результатам верификации отлажена численная модель задачи, обоснована модель турбулентности, скорректированы коэффициенты конденсации и испарения в модели кавитации Рэлея-Плессета.

3. Методика моделирования рабочего процесса ВД, которая, в отличие от существующих, позволяет моделировать влияние геометрических параметров проточной части, паровой кавитации, нестационарности и неравномерности потока на параметры рабочего процесса и рассчитывать интегральные характеристики.

Практическая ценность. Результаты численного моделирования и физических экспериментов, разработанные математическая модель и методика моделирования рабочего процесса ВД, внедрены на ООО НПП «Мастер-Мотор» (г. Уфа) и в учебный процесс ФГБОУ ВПО «УГАТУ». Разработанная математическая модель, результаты исследований и методика имеют практическую ценность, а именно позволяют:

1. BД 3D Проводить моделирование рабочего процесса В квазистационарной И нестационарной постановке с учетом влияния геометрических параметров проточной части, неравномерности полей скоростей и давлений перед РК, паровой кавитации.

2. Исследовать влияние геометрических параметров проточной части для получения максимальной энергоэффективности, рассчитывать интегральные параметры рабочего процесса ВД, оценивать влияние паровой кавитации, нестационарности и неравномерности потока на эти параметры.

3. Проводить физические эксперименты по определению тяги ВД, поля давлений в основных сечениях ВД и осуществлять верификацию математической модели рабочего процесса ВД.

Достоверность представленных результатов. Достоверность результатов моделирования подтверждена верификацией по данным физических экспериментов, полученных на ходовой лаборатории в составе глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet с ВД при участии автора (ООО НПП

8

«Мастер-Мотор») и в лаборатории Center for Maritime Systems – CMS (США, Нью-Джерси, Хобокен).

Основание для работы. Основанием для выполнения данной работы является грант ФЦП на 2010-2012 г. «Экспериментально-теоретические методы проектирования и доводки судовых силовых установок и движителей для судов различного типа и назначения» и совместные поисковые научно-исследовательские работы с ООО НПП «Мастер-Мотор».

Положения, выносимые на защиту:

1. Расчетная модель рабочего процесса ВД в пакете ANSYS CFX на швартовых и скоростных режимах работы с учетом нестационарности, неравномерности потока и паровой кавитации.

2. Методика построения 3D-моделей осевых и оседиагональных РК с лопастями переменного шага.

3. Результаты верификации модели турбулентности и модели паровой кавитации на основе данных физических экспериментов.

4. Результаты расчетов тяговых характеристик ВД и характеристик лопастных насосов ВД.

5. Методика моделирования рабочего процесса ВД скоростных судов.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы обсуждались, докладывались и получили положительную оценку на Всероссийской научнотехнической конференции «Зимняя школа аспирантов» (Уфа, 2013 г.); Всероссийской молодежной НТК «Мавлютовские чтения» (Уфа, 2012-2013 г.); Всероссийской выставке «Политехника» (Москва, 2013 г.); 7-м Всероссийском форуме молодых ученых (Санкт-Петербург, 2013 г.).

Публикации. По тематике диссертационной работы представлено 11 печатных работ, в том числе 4 публикации в центральных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК.

Личный вклад соискателя в работу. Все основные идеи в работе сформулированы лично автором. Материалы диссертации основаны на исследованиях автора за 2010-2014 годы.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы и приложений. Содержит 161 страницу машинописного текста, библиографический список из 75 наименований, приложения.

Содержание работы

<u>Во введении</u> обоснована актуальность темы исследования, посвященной совершенствованию рабочих процессов ВД, формулируется цель работы, основные направления исследований, приводятся выносимые на защиту положения, апробация, структура и краткое содержание работы по главам.

В первой главе проведен анализ проблемы исследований, поставлены цель и задачи. Проведен аналитический обзор движителей современных судов, приведена их классификация. Рассмотрена классификация гребных винтов по режимам работы и схемам их расположения на судне. Проведен сравнительный анализ эффективности использования различных движителей для скоростных судов, В т.ч. движителей нетрадиционных схем. Проведен анализ BД», компоновочных рассмотрена схем системы «судно _ схема гидравлического взаимодействия движителя с корпусом судна. Проведена классификация основных системообразующих элементов ВД по типам, проанализированы преимущества и недостатки ВД различных схем. Проведен аналитический обзор отечественной и зарубежной литературы по проблемам моделирования и расчета ВД. Сформулированы цель и задачи исследований.

<u>Вторая глава</u> посвящена формированию математической модели рабочего процесса ВД и расчету их характеристик. Приведен перечень основных гидродинамических процессов, протекающих в ВД, система уравнений, входящих в математическую модель, основные допущения и предположения. Приведены методы построения проточной части основных элементов ВД. Проведены расчеты и моделирование характеристик ВД на различных режимах работы. Разработаны численные модели системы «водометный движитель – судно» в ANSYS CFX, рассчитаны локальные и интегральные характеристики рабочего процесса ВД.

10

<u>В третьей главе</u> приведена методика проведения экспериментальных исследований рабочего процесса ВД и сравнение результатов численного моделирования и физических экспериментов.

Разработана методика экспериментальных исследований скоростных и тяговых характеристик ВД. Для скоростных и швартовых испытаний разработана схема эксперимента, план испытаний, алгоритм обработки результатов эксперимента. Обработка результатов экспериментальных данных осуществляется с учетом стохастического распределения измеренных параметров рабочего процесса в ВД. На основе сравнения результатов численного моделирования, численного моделирования и физических экспериментов вырабатываются рекомендации к корректировке математической модели рабочего процесса.

Четвертая глава посвящена верификации математической модели рабочего ВД, обобщению данных численного моделирования. Предложен процесса метод проектирования проточной части ВД, а также разработана методика моделирования рабочего процесса. Ha основе данных физических экспериментов проведена верификация моделей турбулентности и кавитации. Приведены результаты моделирования нестационарных течений в проточной части ВД. Разработана методика моделирования рабочего процесса ВД направленная на формирование геометрии проточной части ВД, моделирование рабочего процесса различных компоновочных схем «ВД – судно», проведение численных, физических экспериментов и верификации математической модели.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ

1.1 Аналитический обзор движителей современных судов

Современный этап судостроения характеризуется широким применением в качестве средств создания тяги гребных винтов, водометных, крыльчатых, магнитогидродинамических (МГД) и других типов движителей.

Схема классификации судовых движителей представлена на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Схема классификации движителей современных судов

Выбор типа и схемы движителя определяется назначением судна, режимами движения (водоизмещающее, глиссирующее, с динамическими принципами поддержания), условиями его эксплуатации. Энергоэффективность судовых движителей характеризуется рядом параметров, основным из которых является пропульсивный коэффициент полезного действия (КПД):

$$\eta_{p} = \frac{V_{\kappa} \cdot P}{N_{\pi}} = \frac{2}{1 + V_{\kappa} / V_{j}},$$
(1.1)

где P – тяга ВД; V_{κ} – скорость движения катера; V_j – скорость истечения жидкости из сопла; N_{Π} – потребляемая мощность ВД.

Пропульсивный КПД современных движителей находится в диапазоне $\eta_p = 0,3...0,8$ и определяется компоновочной схемой системы «движитель – судно», скоростью движения судна, и другими параметрами [5–7, 13, 16, 39–41, 45, 51]. Для рационального выбора типа и схемы движительной установки под назначение соответствующего судна необходимо провести аналитический обзор современных судовых движителей и их компоновочных схем.

1.1.1 Анализ режимов работы и схем гребных винтов

В настоящее время наибольшее распространение среди судовых движителей находят ГВ [4, 5, 39, 40, 51].

По режиму работы ГВ классифицируют на некавитирующие, частично кавитирующие и суперкавитирующие [11, 51, 58, 67, 75].

Явление кавитации на лопастях ГВ обуславливается рядом факторов, среди которых наиболее существенными являются скорость и степень неравномерности набегающего на винт потока (частным случаем неравномерности потока является косое обтекание винтов), объемная доля нерастворенного в воде воздуха, температура жидкости и давление окружающей среды.

Исследованию кавитации и влиянию ее на рабочий процесс ГВ посвящены работы Парсонса, Ачкинадзе, Мавлюдова, Yin Lu Young, Ashok K. Singhal и др. ученых, в которых установлена взаимосвязь возникновения кавитации со снижением КПД винтов, эрозией лопастей и повышением уровня акустических шумов.

Кавитация при обтекании лопастей ГВ может образовываться на начальной и полной стадии. Схемы обтекания лопастей ГВ на соответствующих стадиях кавитации приведены на рис. 1.2.



Рисунок 1.2 – Схемы обтекания лопастей гребных винтов: *a* – обтекание некавитирующего ГВ; *б* – обтекание частично-кавитирующего ГВ; *в* – обтекание суперкавитирующего ГВ

Начальная стадия кавитации характерна для режимов маневрирования судов. На этой стадии пузырьки воздуха и водяного пара невелики и на работу лопасти практически не влияют, однако схлопывание пузырьков происходит на засасывающей кромке лопасти, что вызывает характерный шум и эрозию лопастей. По нормам эксплуатации судов, в режиме частичной кавитации допускается лишь небольшая наработка, порядка 50...100 часов в год [58].

Режим полной кавитации может иметь место при ускорении судна, когда скорость набегающего на винт потока мала, а окружные скорости вращения лопастей высоки. На этой стадии кавитации появляются кавитационные каверны, которые искажают картину обтекания лопастей, при этом существенно снижается упор винта.

Возникновение полной кавитации на лопастях в основном характерно для высокоскоростных судов, на которых используются высокооборотные ГВ. Лопасти высокооборотных ГВ имеют специальные формы профилей (рис. 1.3), работающие в режиме кавитации (суперкавитирующие ГВ) [75].

а) б) в) Рисунок 1.3 – Формы профилей лопастей суперкавитирующих винтов: *а* – клиновидный профиль ТМВ-TULIN; б – клиновидный профиль с интерцептором; в – саблевидный профиль NEWTON-RADER

Суперкавитирующие ГВ, по сравнению с частично кавитирующими винтами, имеют следующие преимущества:

• повышение КПД винта, за счет снижения вязкого сопротивления лопасти, благодаря образованию пузырьков газа и пара по всей длине хорды лопасти (рис. 1.3);

• уменьшение эрозионного износа лопасти, т.к. схлопывание пузырьков происходит за выходной кромкой лопасти.

В настоящее время суперкавитирующие полностью погруженные ГВ не получили широкого распространения, что обуславливается ограничениями по прочности и потребляемой мощности ГВ, поэтому наиболее часто используются суперкавитирующие частично погруженные ГВ (ЧПГВ) [11, 58, 67, 75].

ЧПГВ используются, в основном, на быстроходных судах (рис. 1.4). Основной особенностью работы ЧПГВ является зависимость гидродинамических характеристик от глубины погружения диска винта h_T [58, 67].



Рисунок 1.4 – Схема частично погруженного гребного винта: *1* – гребной винт; 2 – приводной вал; 3 – корпус судна

ЧПГВ имеют высокий КПД и не требуют редуктора от энергетической установки, что способствует уменьшению массогабаритных параметров системы «энергетическая установка – движитель».

К недостаткам ЧПГВ относятся высокий уровень вибраций, низкие величины упора и КПД винта на реверсе [58, 67].

Одним из способов увеличения КПД ГВ является использование кольцевой направляющей насадки (рис. 1.5), предложенной Л. Кортом [59].



Рисунок 1.5 – Гребной винт в направляющей насадке: *а* – общий вид винта в направляющей насадке; *б* – основные элементы винта в насадке; *1* – направляющая насадка; 2 – силовые стойки; 3 – гребной винт; 4 – спрямляющий аппарат

Формы профилей направляющих насадок определяются геометрией ГВ, характеристиками судна и могут иметь вогнуто-выпуклую (рис. 1.5, б) и выпукло-вогнутую форму (рис. 1.6).



Рисунок 1.6 – Направляющие насадки с устройствами для расширения области оптимальных режимов работы:

В ряде случаев, в конструкциях направляющих насадок используются специальные устройства (рис. 1.6), которые позволяют повысить общий КПД движителя и расширить область оптимальных режимов работы ГВ за счет изменения геометрии направляющей насадки. Использование направляющих насадок позволяет увеличивать тягу на 20÷50% и скорость хода до 5÷8% при неизменной потребляемой мощности [5, 37].

Повышение требований к маневренности судов (ледоколов, крейсеров, буксиров, траулеров) привело к появлению разработок и совершенствованию схем ГВ на поворотных колонках (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Гребной винт на поворотной колонке

^{1 –} кольцо в носовой части насадки; 2 – направляющая насадка; 3 – дополнительное кольцо в хвостовой части насадки; 4 – лопасть ГВ; 5 – приводной вал; 6 – обтекаемое тело

По способу расположения винтов на поворотных колонках различают толкающие (рис. 1.8, *a*) и тянущие ГВ (рис. 1.8, *б*).



Рисунок 1.8 – Разновидности толкающего (*a*) и тянущего движителей (*б*): *1* – силовая стойка; 2 – импеллер; 3 – обтекаемое тело

Энергетическая установка в такой схеме может располагаться как в обтекаемом теле и непосредственно передавать крутящий момент через рессору, так и в корпусе судна, при этом крутящий момент передается через трансмиссию с вертикальными и горизонтальными валами.

К недостаткам ГВ на поворотной колонке относят неравномерное обтекание лопастей на больших углах поворота колонки по отношению к направлению набегающего потока. Это приводит к снижению КПД, дисбалансу сил и моментов, действующих на лопасти винта, возникновению высокочастотных колебаний и, как следствие, вибрации [68].

Наряду с совершенствованием ГВ традиционных схем получают развитие комбинированные движители: винты на параллельных осях (рис. 1.9, *a*), соосные ГВ (рис. 1.9, *б*), «ГВ + поворотная колонка», «ВД + поворотная колонка» и т. д. Целью создания таких сложных типов движителей является повышение КПД системы «судно – движитель» за счет поступенчатого сообщения энергии к рабочей жидкости [45].

Соосные ГВ могут вращаться либо в противоположные стороны, либо иметь одинаковое направление вращения (винты-тандемы). При использовании на судне схем винтов-тандемов и винтов противоположного вращения обеспечивается баланс усилий на лопастях и снижается уровень вибраций, что является важным преимуществом для торпед и др. объектов. Повышение КПД от применения соосных ГВ и винтов на параллельных осях составляет 8-10 % [45].



Рисунок 1.9 – Винты противоположного вращения (а) и винты-тандемы (б)

По конструктивному исполнению различают ΓВ. литые ВИНТЫ со съемными лопастями и винты регулируемого шага (ВРШ). Литые ГВ проще в изготовлении, но при отклонении режима работы винта от расчетного снижение КПД и эксплуатация такого винта становится происходит неэкономичной. Винты со съемными лопастями и ВРШ позволяют изменять шаг лопасти ГВ: например если судно несет дополнительную нагрузку, целесообразно применять винт с лопастью меньшего шага [4, 5, 39, 40, 45, 51].

По отношению к располагаемой мощности энергетической установки различают тяжелые и легкие ГВ [51].

Проведенный обзор схем и режимов работы ГВ позволяет выделить характерные признаки ГВ и провести их классификацию (табл. 1.1).

Винты не предъявляют особых требований к форме корпуса судна, хорошо согласуются с двигателем, ось вращения которого обычно совпадает с осью вращения винта (в некоторых случаях используется угловая передача). Диаметры крупнейших ГВ достигают 10 м, масса – 130 т. Максимальный КПД гребных винтов достигает 80% [14, 16, 75].

ГВ, наиболее часто используемые на судах, представлены на рис. 1.10.

Признак классификации	Классификация		
Регулируемость шага	Винт регулируемого шага	Винт нерегулируемого шага	
Кавитация	Суперкавитирующие	Частично кавитирующие	
Погруженность	Полностью погруженные	Частично погруженные	
По отношению к	Тажельий	Пегкий	
энергетической установке	Тижелын		
Винт на поворотной	Толкающий	Тануший	
колодке	TOIRCIOILIN	тлпущии	
Наличие направляющей	С кольцевой насадкой	Бер кош церой цасалки	
насадки	(импеллер)	Без кольцевой насадки	
Винты соосного врашения	Винты противоположного	RHUTI L TOU JONE L	
Бинты соосного вращения	вращения	Бинты-тапдсмы	





a)



б)



в)
 висунок 1.10 – Разновидности гребных винтов:
 а – гребной винт регулируемого шага; б – суперкавитирующий частично-погруженный гребной винт; в – пятилопастной гребной винт постоянного шага;
 г – гребной винт с пониженным уровнем шума

Анализ схемных решений ГВ позволил выявить следующие недостатки:

- остаточные окружные скорости потока за винтом;

- неравномерное обтекание лопастей винта;

- незащищенность винта от посторонних предметов;

- дополнительное сопротивление судна из-за выступающих рулевых поверхностей движителя.

Эти недостатки были частично устранены в винтах с направляющими насадками, в водометных движителях и ГВ сложных схем, поэтому на современных судах ГВ традиционных схем частично вытесняются другими движителями.

Режимы обтекания лопастей ГВ характерны также для винтов в направляющих насадках, рабочих колес водометных движителей, лопастей гидронасосов, крыльчатых движителей и др., поэтому результаты исследований рабочего процесса гребных винтов могут быть применимы при анализе других типов движителей.

Перспективными движителями современного судостроения являются ВД. Несколько десятилетий назад велись работы по применению методик проектирования ГВ в насадках для разработки РК ВД, однако эти работы не показали положительных результатов, и в настоящее время лопасти РК ВД существенно отличаются от лопастей ГВ и гидронасосов, поэтому они требуют отдельной методики исследования и проектирования.

1.1.2 Общее устройство водометных движителей

ВД находят применение в качестве основной движительной установки на скоростных судах [6, 13, 16, 41], а также в качестве подруливающих устройств на крупногабаритных судах [51]. Компоновочная схема типового ВД приведена на рис. 1.11.

Обзор патентов и публикаций по схемным решениям ВД показал, что разработке новых схемных решений ВД посвящено большое количество работ [8, 9, 11, 17, 30, 33, 34]. Предлагаемые схемные решения, в основном, направлены на

увеличение КПД ВД, расширение диапазона оптимальных режимов работы и повышение тяги, за счет изменения геометрии проточной части ВД.



Рисунок 1.11 – Компоновочная схема типового водометного движителя:

1 – приводной вал; 2 – водозаборник; 3 – водовод; 4 – рабочее колесо;

5 – спрямляющий аппарат; 6 – центральное тело; 7 – сопло; 8 – рулевое устройство;

9 – радиальный подшипник; 10 – торцевое дейдвудное уплотнение; 11 – корпус судна;

12 – радиально-упорный подшипник

На рис. 1.12 приведен ВД с входным участком статического напора и двухступенчатым осевым насосом.



Рисунок 1.12 – Водометный движитель с двухступенчатым осевым насосом: *1* – приводной вал; 2 – плоскость водозаборника; 3 – водовод; 4 – рабочее колесо первой ступени; 5 – направляющий аппарат первой ступени; 6 – рабочее колесо второй ступени; 7 – спрямляющий аппарат второй ступени;

8 – обтекаемое тело; 9 – сопло; 10 – рулевое устройство

Двухступенчатая конструкция насоса используется в тех случаях, когда получение высоких значений напора в одной ступени приводит к резкому снижению КПД и появлению кавитации на лопастях РК [6].

В качестве нагнетающего устройства в водомете используются лопастные насосы различного типа – шнековые, осевые, диагональные, центробежные и комбинированные [6, 13, 41, 51, 61, 70].

Центробежные лопастные насосы ВД имеют высокий гидравлический КПД, но вследствие их тихоходности (частота вращения до 1500–2000 об/мин) требуется установка редуктора между энергетической установкой и приводным валом, что увеличивает массу и габариты силовой установки. Номинальная частота вращения РК шнековых, осевых и диагональных насосов, в зависимости от их наружного диаметра, находится в диапазоне 4000...9000 об/мин, поэтому для такого РК не требуется установка редуктора. Эффективность и кавитационные качества современных осевых и оседиагональных насосов не уступают центробежным лопастным насосам (КПД современных оседиагональных насосов достигает значений 88...92%), поэтому насосы современных ВД выполняют одноступенчатыми оседиагонального, осевого или шнекового типа.

Тяговый КПД ВД находится в диапазоне 0,25...0,6 (ниже, чем у гребных винтов), однако использование специальных устройств в проточной части, изменяющих геометрию водовода, сопла, позволяет повысить и расширить область оптимальных режимов работы ВД [30, 33, 34, 61].

Использование ВД на судах позволяет обеспечить ряд требований, предъявляемых к современным движителям, таких как низкий удельный расход топлива, минимальные масса и габариты, защищенность движителя, его минимальная шумность, маневренность, проходимость судна по мелководью и засоренным участкам судоходных каналов.

ВД имеют следующие недостатки:

- высокие гидравлические потери в проточной части из-за поворота потока, отрыва потока от стенок и сопротивления трения;

- эрозионный износ лопастей от кавитации, возникающей при разгоне;

- низкий тяговый КПД на низких частотах вращения РК.

Указанные недостатки преодолеваются за счет оптимизации геометрии проточной части, регулирования площади водозаборника и сопла.

1.1.3 Особенности применения движителей нетрадиционных схем

К судовым движителям нетрадиционных схем, получивших сравнительно малое распространение, относят крыльчатые, МГД, волновые и др. движители.

Волновые движители (движители плавникового типа) в настоящее время используются как вспомогательные движители совместно с основными движителями. Схема такого движителя представлена на рис. 1.13.

Крыльчатые движители (КД) устанавливают на судах, для которых важна хорошая маневренность при умеренной скорости, например, на буксирах, паромах, плавучих кранах, причем КД может находиться в районе миделя, увеличивая осадку судна (рис. 1.14) [4, 51].





Рисунок 1.13 – Схема волнового движителя: 1 – плавник-крыло; 2 – плавник; 3 – балансир; 4 – храповик; 5 – гребной винт

Рисунок 1.14 – Пятилопастной крыльчатый движитель

МГД-движитель является принципиально новым типом движителей, отличающимся отсутствием исполнительного органа (лопастной машины, водомета) [12]. Возникновение тяги в МГД-движителе обуславливается действием сил Лоренца на поток жидкости, движущейся в магнитном поле (рис. 1.15).

КПД разработанных МГД-движителей не превышает 10%, т.к. в настоящее время на подобных судах невозможно получить магнитные поля высокой напряженности. При высоких значениях напряженности магнитного поля *B*, КПД движителя существенно увеличивается и практически не зависит от скорости хода (рис. 1.16, *a*), поэтому, в будущем, МГД-движители, возможно, найдут более широкое применение [12, 51].



Рисунок 1.15 – Принципиальная схема МГД-движителя: mV_0 , $m(V_0 + U)$ – количество движения жидкости на входе в движитель и на выходе, соответственно; *J* – плотность тока; *B* – индукция магнитного поля; *I*- входной диффузорный канал; 2 – проточная часть; *3* – выходной конфузорный канал; *4* – поля электромагнита постоянного тока



Рисунок 1.16 – Зависимость КПД движителей от скорости хода: *а* – МГД движители; *б* – лопастные движители; *I* – гребной винт; *2* – суперкавитирующий гребной винт; *3* – водометный движитель; *4* – воздушный винт; *5* – воздушно-реактивный двигатель

Проведенный анализ движителей [4–6, 13, 39, 40, 45, 51, 58, 59, 67, 75] показывает, что наибольшими значениями КПД при высоких скоростях движения судна (начиная с 50 уз.) обладают ВД и ЧПГВ (рис. 1.16, *б*).

Критериями выбора современного движителя судна, помимо КПД, являются также обеспечение требований по мощностной характеристике, защищенности движителя, его минимальной шумности, минимальной массе и габаритам, эксплуатационной надежности и безопасности, удобству расположения на судне и т. д.

ВД с лопастными насосами обладают преимуществами перед другими движителями, т.к. они обеспечивают высокие значения пропульсивного КПД,

безопасность эксплуатации, более низкие уровни шума (на 6–10 дБ) по сравнению с ГВ, высокую маневренность, проходимость судна по мелководью, а лопасти РК менее подвержены кавитации.

1.2 Анализ конструктивно-компоновочных схем системы «ВД – судно»

Выбор компоновочной схемы системы «водометный движитель – судно» зависит от назначения судна, схемы проточной части ВД, геометрии обводов судна и условий эксплуатации.

Расположение движителя на судне оказывает существенное влияние на эффективность системы «судно – движитель»: геометрия судна искажает работу движителя, а движитель, в свою очередь, увеличивает сопротивление движению судна. Взаимное влияние судна и движителя связано с образованием пограничного слоя на днище судна, появлением неравномерности потока на входе в движитель и воздействием струи жидкости, выходящей из сопла на внешний поток, обтекающей корпус судна.

Для обеспечения эффективной работы движителя в составе судна необходимо уменьшить дополнительное сопротивление корпуса судна, возникающее из-за воздействия струи жидкости, выходящей из сопла ВД. Вызванное дополнительное сопротивление характеризуется коэффициентом засасывания τ , с увеличением которого происходит уменьшение эффективной тяги ВД P_e [5, 6, 16]:

$$P_e = P(1-\tau). \tag{1.2}$$

где т – коэффициент засасывания.

Другим критерием эффективности ВД является коэффициент попутного потока є. Этот коэффициент учитывает снижение эффективной скорости потока *V*₀ на входе ВД, от попутного потока, создаваемого корпусом судна:

$$V_0 = V_{\kappa} (1 - \varepsilon). \tag{1.3}$$

Одним из вариантов снижения силы засасывания является конструктивное удаление выходного сечения сопла ВД от кормы судна (рис. 1.17). Недостаток данной схемы – высокие гидравлические потери в водоводе из-за поворота потока. Выброс струи жидкости в данной схеме может происходить только в воду, что является малоэффективным на больших скоростях движения, поэтому она применяется только на тихоходных судах.



Рисунок 1.17 – Компоновочная схема ВД с входным участком статического напора и подводным выбросом струи: 1 – входное устройство; 2 – водовод; 3 – рабочее колесо; 4 – спрямляющий аппарат; 5 – источник мощности; 6 – выходное устройство; 7 – направляющие пластины

На рис. 1.18 представлен ВД с входным устройством полного напора [70].



Рисунок 1.18 – Схема ВД с входным устройством полного напора и подводным выбросом струи

В данной компоновочной схеме ВД минимальные гидравлические потери в проточной части, поскольку отсутствует поворот потока. За счет высокого коэффициента восстановления полного давления во входном участке, рабочее колесо такого движителя имеет более высокий кавитационный запас, чем другие схемы ВД. Недостатком ВД данной компоновочной схемы в составе судна является ограниченное прохождение судна по мелководью.

На рис. 1.19 приведена компоновочная схема «ВД – судно», в которой выброс струи происходит в воду (до выхода на глиссирование) и в воздух (на глиссирующих режимах).



Рисунок 1.19 – Компоновочная схема ВД с входным участком статического напора: *1* – входное устройство; 2 – водовод; 3 – рабочее колесо; 4 – спрямляющий аппарат; *5* – источник мощности; 6 – выходное устройство *WL*₀ – ватерлиния на швартовых; *WL*₁ – ватерлиния на глиссировании

В настоящее время на глиссирующих катерах такая компоновочная схема получила широкое распространение. Судно с ВД, выполненным по данной схеме, может двигаться по мелководью, ВД имеет защищенную лопастную систему от попадания посторонних предметов, малую массу и габариты.

В ряде случаев на такой схеме ВД применяют двухступенчатые насосы, входные устройства с изменяемой геометрией, сопла с регулируемой площадью входа, что позволяет увеличить кавитационные качества рабочего колеса и снизить удельный расход топлива.

1.3 Анализ конструктивно-компоновочных схем водометных движителей

Анализ ККС ВД предполагает рассмотрение основных системообразующих элементов ВД, классификацию их по типам, а также выбор и обоснование конструктивно-компоновочной схемы ВД.

1.3.1 Основные системообразующие элементы ВД

К основным системообразующим элементам ВД относят входное устройство, лопастной насос, реактивное сопло.

По типу входного устройства ВД разделяются на полнонапорные (рис. 1.20, *a*) и статического напора (рис. 1.20, *б*).

ВД с входным устройством статического напора широко используются на глиссирующих катерах, т.к. зачастую они эксплуатируются на мелководье.



ВД с входным устройством полного напора находят применение на судах с подводными крыльями. Для таких схем ВД в качестве входного устройства могут применяться двухрежимные водозаборники (рис. 1.21).



Рисунок 1.21 – Схема двухрежимного водозаборника: 1 – водозаборник крейсерского хода; 2 – водозаборник для разгона; WL – ватерлиния

В качестве насоса ВД используются ГВ, лопастные насосы (рис. 1.22) и многоступенчатые насосы.



Рисунок 1.22 – Схемы рабочих колес ВД: *а* – осевое колесо с шнековыми подпорными лопастями; *б* – оседиагональное рабочее колесо; *в* – осевое рабочее колесо

По направлению движения потока различают осевые, центробежные и диагональные насосы.

По способу поджатия струи различают ВД с внешним поджатием (рис. 1.23, *a*) и с внутренним поджатием (рис. 1.23, *б*). В последнем случае реверсивно-

28

рулевое устройство получается громоздким, а за центральным телом образуется каверна, что снижает эффективность водометного движителя [41].



Рисунок 1.23 – Способы поджатия струи в выходных устройствах: *a* – с наружным поджатием; *б* – с внутренним поджатием

По способу выброса струи различают водометы с выбросом струи под воду, с полуподводным выбросом и выбросом струи в воздух.

ВД с подводным выбросом реактивной струи (рис. 1.17) вызывают дополнительное сопротивление движению судна из-за засасывания потока к корме, поэтому выходные устройства такой схемы имеют низкую эффективность на высоких скоростях движения судна.

ВД с полуподводным выбросом струи имеет особенности работы, схожие с суперкавитирующим гребным винтом. В ряде случаев, при невысоких скоростях хода, полуподводный выброс струи позволяет повысить тяговый КПД, однако, в проточной части такого ВД всегда присутствует доля нерастворенного воздуха, что снижает КПД движителя [11].

Работа выходного устройства ВД с выбросом реактивной струи в воздух не влияет на сопротивление движению судна, поэтому на высоких скоростях хода такие выходные устройства ВД имеют наибольшую эффективность.

1.3.2 Преимущества и недостатки водометных движителей различных схем

Одним из первых прототипов современных ВД является изобретение водометной установки Брикса (1887 г.), приведенной на рис. 1.24.

В схеме Брикса входное устройство ВД состоит из двух патрубков, по которым поток подается к рабочему колесу. Недостатком данной схемы является большая длина проточной части и высокие гидравлические потери, поэтому разработанная схема не получила широкого распространения.



Рисунок 1.24 – Схема Брикса: 1 – гребной винт; 2 – двигатель; 3 – входные патрубки; 4 – выходные патрубки

Следующей предложенной схемой ВД является разработка Новки (1926 г.), изображенная на рис. 1.17, в которой ВД оборудован реактивным соплом с подводным выбросом струи, водоводом минимальной длины и центробежным насосом. Такой движитель предназначался для тихоходных судов, однако КПД оказался очень низким из-за больших гидравлических потерь на поворот потока в водоводе, поэтому данная схема на сегодняшний день не получила широкого распространения.

Конструкция ВД с осевым насосом, в котором струя выбрасывается в воздух (атмосферный выброс), приведена на рис. 1.25. Ее отличительная особенность – один водозаборник и два выходных устройства.



Рисунок 1.25 – Схема водомета с выбросом струи в воздух: 1 – двигатели; 2 – водовод; 3 – диффузорная часть; 4 – осевой насос; 5 – тройник управления струей; 6 – конические насадки переднего хода; 7 – конические насадки заднего хода; 8 – спрямляющий аппарат; 9 – дефлектор

Схема ВД с полуподводным выбросом струи приведена на рис. 1.26. Особенностью данной схемы является наклонное расположение приводного вала. Рабочее колесо в данном случае представляет собой гребной винт, который обтекается косым потоком, и отсутствие спрямляющего аппарата. В такой схеме лопасти ГВ подвержены кавитации, а поток на выходе из сопла имеет остаточную закрутку – все это приводит к снижению КПД установки.



Рисунок 1.26 – ВД с рабочим колесом, установленным на наклонном валу: *1* – рабочее колесо; 2 – водометная установка; *3* – угловая передача мощности; *4* - водозаборник; 5 – рулевое устройство; 6 – поворотное сопло; *7* – устройство поворота стенок сопла

На рис. 1.27 приведена схема водометного движителя, используемого на амфибийных машинах. Лопастной насос в данной схеме располагается сразу за входом в водозаборник и имеет наклонную ось вращения.



Рисунок 1.27 – Водометный движитель с насосом, расположенным на наклонной оси вращения:

1 – защитная решетка; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки спрямляющего аппарата;
 4 – корпус машины; 5 – водовод; 6 – труба заднего хода; 7 – заслонка

Главным преимуществом такой схемы ВД является высокая тяга и кавитационный запас на старте, что повышает приемистость судна по сравнению с другими схемами ВД. Другим преимуществом такого расположения насоса является более равномерное поле скоростей на выходе из водомета и, следовательно, высокая тяга. К недостаткам следует отнести большие гидравлические потери из-за длинного проточного канала.

1.3.3 Обоснование схемы водометного движителя

Обеспечение водометными движителями, высоких значений КПД, защищенности от попадания внутрь посторонних предметов, возможности

эксплуатации судна на мелководье, минимальной массы и габаритов, эксплуатационной надежности, удобства расположения на судне, безопасности для пассажиров, показывает целесообразность использования в качестве основной движительной установки глиссирующего катера ВД с осевым насосом и входным участком статического напора с выбросом струи в воздух (рис. 1.28).



Рисунок 1.28 – Компоновочная схема ВД с оседиагональным насосом: 1 – вход водозаборника; 2 – защитная решетка; 3 – радиальный подшипник; 4 – торцевое дейдвудное уплотнение; 5 – рабочее колесо; 6 – спрямляющий аппарат; 7 – облицовка обечайки в зоне рабочего колеса; 8 – радиально-упорный подшипник; 9 – система динамического осушения полости радиально-упорного подшипника; 10 – поворотная насадка; 11 – реверсивная заслонка

Проведенный анализ конструктивных и схемных решений ВД, рассмотренных в работах [6, 8, 9, 11, 13, 16, 30, 33, 34, 41, 51, 61, 70] с учетом требований к движителю в составе глиссирующего катера, позволил скомпоновать схему ВД со следующими системообразующими элементами:

- тип входного устройства статического напора;
- тип выходного устройства сопло с наружным поджатием струи;
- тип рабочего колеса оседиагональное;
- количество ступеней насоса 1 ступень;
- количество лопастей рабочего колеса 3–4;
- количество лопастей спрямляющего аппарата 5–7;
- выброс реактивной струи из сопла в воздух.

Таким образом, для глиссирующих судов, наиболее эффективной, с точки зрения пассивной безопасности пассажиров, топливной экономичности, энергоэффективности на глиссирующих режимах, является схема ВД с входным устройством статического напора, РК оседиагонального типа и выходным устройством внешнего поджатия с выбросом струи в воздух.

1.4 Аналитический обзор работ по моделированию рабочего процесса водометных движителей

Теоретический анализ течений в ВД затруднен в связи со сложностью геометрии проточной части, неравномерностью полей скоростей и давлений, турбулентным характером течения, наличием лопастной системы, образованием кавитации в проточной части [5, 16, 40, 45–58, 60–62, 64–68, 73, 74].

Анализ работ по исследованию рабочего процесса ВД позволяет разделить работы, посвященные разработке и совершенствованию моделей кавитации и турбулентности, численному моделированию рабочего процесса ВД в целом, безразмерному анализу характеристик ВД, оптимизации параметров проточной части и экспериментальному исследованию рабочих процессов ВД [45–58, 60–62, 64–68].

В работе [52] разработан алгоритм численного моделирования потоков в составных подвижных областях, на примере течений в проточной части ВД. Решены проблемы, связанные с построением расчетной сетки, обеспечением стабильности численного решения, обоснованием моделей турбулентности.

В статье [46] приведены результаты численного моделирования рабочего колеса ВД и радиальной турбины и сопоставлены с данными натурных экспериментов. Методика моделирования разработана в университете Кантербури совместно с Hamilton Jet для моделирования и проектирования импеллеров и статорных частей ВД. Предложенный алгоритм использует гексагональную сетку, в отличие от распространенной тетраэдрической, модель турбулентности Балдвина-Ломакса, а в решателе применяется стандартная восходящая схема вычисления второго порядка.

Численное моделирование кавитации на гидродинамическом профиле NACA 0012 проведено в [54] с использованием моделей турбулентности *k*-є и SST.

В представленных работах [46, 52, 54] проведено моделирование рабочего процесса ВД и исследовано влияние вихрей в водоводе на КПД РК, однако не

рассмотрена возможность образования кавитационных каверн на лопастях РК, например, при ускорении судна, т.к. кавитация существенно влияет на упор и КПД РК. В работах не рассмотрено нестационарное взаимодействие роторных и статорных лопаток, которое существенно влияет на КПД лопастной системы.

Анализ работ в области экспериментального и численного исследования рабочего процесса ВД [62, 64, 66] показывает, что исследование параметров ВД проводится в таких характерных сечениях как горло водовода, сечение перед рабочим колесом, за рабочим колесом, за спрямляющим аппаратом и на выходе из сопла. Исследование течений в ВД проводят с помощью «метода моментов» (количество движения) и энергий потока в вышеуказанных сечениях расчетной области ВД с помощью коэффициентов, учитывающих неравномерность параметров потока и энергии [62]. Коэффициент неравномерности потока в сечении '1' определяют по выражению вида:

$$\beta_{M1} = \frac{1}{A_1 \cdot \overline{V_1}^2} \int V V_x dA_1 , \qquad (1.4)$$

где: A_1 – площадь сечения '1' на входе в ВД; $\overline{V_1}$ – средняя скорость в сечении '1'; V – локальная абсолютная скорость в любой точке сечения '1'; V_x – осевая компонента локальной абсолютной скорости в любой точке сечении '1'.

Количество движения в сечении '1':

$$M_{1} = \rho Q \overline{V_{1}} (\beta_{M1} + 1/2 \cdot C_{p}), \qquad (1.5)$$

где: ρ – плотность жидкости; Q – подача насоса; $C_p = \frac{2 p}{\rho \overline{V_1}^2}$ – коэффициент статического давления.

Полная энергия потока в сечении '3':

$$E_{3} = \frac{\rho V_{ref}^{2}}{2} \int \left[\left(\frac{V}{V_{ref}} \right)^{2} + C_{p3} \right] V_{x} dA_{3}, \qquad (1.6)$$

где: V_{ref} – скорость судна; C_{p3} – коэффициент давления в сечении 3.

Коэффициент неравномерности энергии в сечении 3:

$$\beta_{E_3} = \frac{1}{A_3 \cdot \overline{V_3}^2} \int V_x^3 dA_3 . \qquad (1.7)$$

Подстановка уравнения (1.7) в (1.6) дает:

$$E_{3} = \frac{1}{2} \rho Q \, \overline{V_{3}}^{2} \left(\beta_{E3} + C_{p3}\right) \,. \tag{1.8}$$

В работе [64] проводится моделирование рабочего процесса ВД методами CFD и обработка результатов согласно рекомендациям ITTC [62] и в данной работе приводится обобщенное представление коэффициентов неравномерности потока по сечениям:

$$c_{Mi} = \frac{1}{A_i} \int \left(\frac{u}{\overline{V_i}}\right)^2 dA . \qquad (1.9)$$

Осредненная скорость в *i*-м сечении определяется по формуле:

$$V_{i} = \frac{1}{A_{i}} \int \left(\vec{V} \cdot \vec{n} \right) \cdot dA , \qquad (1.10)$$

где: *n* – вектор, нормальный к площадке *A_i*.

Расход жидкости определяется в сечении '6' – выходном сечении сопла, где наиболее удобно измерять поле скоростей потока [66]:

$$Q = \sqrt{\frac{P_{jx} \cdot A_6}{\rho c_{M 6} \cos \alpha}}, \qquad (1.11)$$

где: P_{jx} – проекция тяги на ось x; A_6 – площадь выходного сечения сопла; α – угол дифферента; c_{M6} – коэффициент неравномерности потока в сечении 6.

В статье [55] представлен расчет тяговых характеристик ВД с использованием численного моделирования. Рассчитываются скорости на входе и выходе и массовый расход, обработка результатов численного моделирования проводится также на основе зависимостей (1.4 – 1.11).

В работах [55, 62-66] проводится моделирование рабочего процесса ВД с использованием осредненных по числу Рейнольдса уравнений Навье-Стокса – RANS eq. (Reynolds Averaged Navier-Stocks equations), результаты моделирования сопоставляются с экспериментом (рис. 1.29 – 1.31).



от времени счета

В рассмотренных работах [25–32] недостаточно внимания уделено вопросам, связанным с влиянием паровой фазы и температурных факторов на рабочий процесс ВД. Не исследован характер поведения гидродинамических параметров жидкости в проточной части ВД и в сечениях засасываемой струи, что является важным при расчете неравномерности скоростей и давлений, необходимых для проектирования лопастей РК и исследования его работы. Недостаточно освещены вопросы расчета тяговых характеристик водометного движителя на швартовых и скоростных режимах, т.к. выбор границ контрольной поверхности влияет на конечный результат расчета тяги.
В работе [50], в отличие от [62, 64], проводится моделирование рабочего процесса ВД с учетом радиального зазора на рабочем колесе. Коэффициент утечек определяют по выражению

$$C_{\varrho} = \frac{Q}{h} \sqrt{\frac{\rho}{2\,\Delta\,p}}\,,\tag{1.12}$$

где: *h* – высота радиального зазора; Δp – перепад давлений на лопасти рабочего колеса.

Средняя скорость утечек через зазор

$$W_{R} = C_{Q} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_{Q} \sqrt{\frac{2(P_{p} - P_{s})}{\rho}},$$
 (1.13)

где: *P_p*, *P_s* – давления на нагнетающей и всасывающей стороне лопасти, соответственно.

В работах [53, 55, 60–62, 64, 66, 73] основное внимание уделено моделированию трехмерных течений проточной части ВД, однако вопросы, посвященные исследованию влияния кавитации и объема газовой фазы на характеристики рабочего процесса ВД, оценке запаса устойчивости рабочего колеса к кавитации, раскрыты не полностью, что не позволяет сформировать рекомендации при проектировании ВД.

В работах [41, 73] рассматривается влияние неравномерности полей скоростей и давлений на входе в рабочее колесо на тяговые характеристики ВД и кавитацию рабочего колеса. В частности, в работе [41] с использованием методов численного моделирования определено, что при использовании оседиагонального рабочего колеса существенно повышаются тяговые характеристики ВД, хотя при этом несколько увеличиваются массогабаритные характеристики водомета.

Следует отметить, что в данных работах не учтены такие факторы, влияющие на неравномерность полей скоростей и степень кавитации рабочего колеса ВД, как наличие и объем газовой фазы на входе, температура рабочего тела, угол дифферента судна. Учет данных фактором определяет В отличие от предыдущего подхода, связанного с непосредственным расчетом характеристик ВД по результатам численного моделирования, другим подходом к исследованию ВД является безразмерный анализ их характеристик, с использованием данных натурных экспериментов, получение аналитических зависимостей характеристик и оптимизацию геометрических и режимных параметров ВД.

Одним из основных безразмерных параметров ВД является параметр быстроходности – приведенная частота вращения рабочего колеса.

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}},\tag{1.14}$$

где H – напор лопастного насоса, м; n – частота вращения РК, об/с.

В [49] рассматривается предварительное проектирование водометных движителей из условий подобия. Используются следующие зависимости:

- универсальный коэффициент гидравлических потерь в водоводе

$$\zeta_{13} = \left(\frac{V_{*}}{V}\right)^{2} \left(\frac{Q_{j}}{Q_{j^{*}}}\right)^{2} \zeta_{13^{*}}; \qquad (1.15)$$

- коэффициент подачи насоса:

$$J_{\varrho} = \frac{Q_j}{nD^3}; \qquad (1.16)$$

- коэффициент упора РК:

$$K_{P} = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; \qquad (1.17)$$

- коэффициент момента сил на рабочем колесе:

$$K_{M} = \frac{M_{t}}{\rho n^{2} D^{5}}.$$
 (1.18)

В работе [60] решена задача оптимизации геометрии узлов ВД на основе данных натурного эксперимента. Обработка результатов эксперимента проведена на основе безразмерных параметров. Безразмерные скорость на входе в ВД, напор рабочего колеса и подача, соответственно:

$$\frac{V_b}{V_b} = \left(\frac{n}{n}\right) \cdot \left(\frac{d}{d}\right); \tag{1.19}$$

$$\frac{H}{H} = \left(\frac{n}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{d}{d}\right)^3; \qquad (1.20)$$

$$\frac{Q}{Q} = \left(\frac{n}{n}\right) \cdot \left(\frac{d}{d}\right)^3.$$
(1.21)

В работах [47, 57] приводится безразмерное представление характеристик насосов в системе с энергетической установкой и судном (рис. 1.32 – 1.35).



Рисунок 1.32 – Характеристика тяги ВД для маломерных судов



Рисунок 1.33 – Зависимость относительного диаметра и удельной частоты вращения рабочих колес от их типа

Анализ работ [44, 49, 57, 60] показывает, что методы безразмерного анализа ВД и лопастных насосов достаточно хорошо разработаны. Использование безразмерных характеристик значительно упрощает процесс проектирования и расчета ВД под требования катера, однако недостаточно хорошо освещены вопросы, связанные с влиянием типа и размеров рабочего колеса ВД на мощностные характеристики, топливную экономичность, тяговый КПД, максимально достижимую скорость судна, тяговооруженность, а также не рассмотрены вопросы согласования движителя и энергетической установки.



Рисунок 1.34 – Качественная характеристика тяги и потребляемой мощности ВД малых судов



Рисунок 1.35 – Характеристика оседиагонального рабочего колеса

Обзор работ по моделированию течений в ВД, расчету параметров и характеристик рабочего процесса ВД показывает, что не уделяется внимание вопросам возникновения кавитации в зависимости от внешних условий, влияния неравномерности потока на КПД рабочего колеса. Недостаточно подробно исследованы вопросы расчета тяговых характеристик ВД на швартовых и скоростных режимах. Не приводятся данные по вопросам оптимального выбора типа и размера рабочего колеса для обеспечения необходимой скорости движения катера, тяги ВД и мощности энергетической установки.

Таким образом, актуальными проблемами проектирования ВД скоростных судов являются повышение эффективности рабочего процесса движителей, снижение объемов доводочных испытаний, совершенствование методик проектирования.

1.5 Постановка цели и задач

Целью работы является совершенствование методик расчета геометрических и режимных параметров ВД глиссирующих катеров, направленных на повышение качества проектирования. Исходя из цели работы, для ее реализации были сформулированы следующие задачи:

5. Аналитический обзор схемных решений ВД. Анализ работ по проблемам моделирования рабочего процесса ВД.

6. Численное моделирование рабочего процесса ВД с учетом влияния геометрических параметров проточной части, паровой кавитации, нестационарности потока, неравномерности полей скоростей и давлений.

7. Экспериментальное исследование рабочего процесса ВД и верификация математической модели.

8. Разработка методики моделирования рабочего процесса ВД с осевыми и оседиагональными насосами, позволяющей моделировать влияние геометрических параметров проточной части, нестационарности потока, паровой кавитации и неравномерности на параметры рабочего процесса и рассчитывать интегральные характеристики ВД.

Выводы по главе 1

Проведен аналитический обзор движителей современных судов. Приведена классификация современных судовых движителей. Проанализированы режимы

41

работы и схемы гребных винтов, на основе которого было установлено, что режимы обтекания лопастей винтов являются характерными для всех типов движителей, что позволяет провести сравнение различных типов движителей.

Рассмотрены особенности применения ВД, а также движителей нетрадиционных схем. Проанализированы зависимости КПД различных движителей от скорости судна. Проведенный анализ показывает, что использование водометного движителя с лопастным насосом в качестве движителя глиссирующих катеров обеспечивает высокую эффективность системы «судно – движитель», т.е. при неизменной мощности и расходе топлива энергетической установки ВД обладает большей тягой за счет высоких значений тягового и насосного КПД.

Рассмотрены компоновочные схемы системы «ВД – судно». Выявлено, что для глиссирующих катеров наиболее эффективным является ВД, выполненный по схеме, имеющей входное устройство статического напора и выброс струи жидкости в воздух. В этом случае судно может двигаться по мелководью, достигается высокая пассивную безопасность пассажиров, высокая маневренность, тяговооруженность, меньший уровень шума защищенность движителя от попадания посторонних предметов, малая масса и габариты силовой установки.

Проведен анализ конструктивно-компоновочных схем водометных движителей, на основе которого выбран тип конструктивно-компоновочной схемы водометного движителя и выявлены наиболее эффективные параметры системообразующих элементов конструктивно-компоновочной схемы с учетом требований к движителю в составе глиссирующего катера.

Выполнен обзор работ, посвященных развитию методов вычислительной гидрогазодинамики, численному и экспериментальному исследованию ВД, а также безразмерному анализу и оптимизации параметров и характеристик водометных движителей [5, 16, 40, 45–58, 61, 62, 64–68, 73, 74]. Результатом проведенного обзора и анализа явились формирование направлений научных исследований, формулировка цели, задач и методов их решения.

42

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

2.1 Разработка математической модели рабочего процесса водометного движителя

Рабочий процесс ВД представляет собой трехмерное течение вязкого турбулентного потока в профилированных каналах сложной геометрии с выбросом рабочей жидкости в неограниченное пространство и характеризуется наличием зон кавитации, взаимодействием паровой и жидкой фазы, отрывом потока от стенок проточной части, течением в радиальном зазоре на лопастях рабочего колеса.

Объектом исследования является схема ВД глиссирующего катера с входным устройством статического напора, лопастным насосом оседиагонального типа и реактивным соплом наружного поджатия с выбросом струи в воздух (рис. 1.11). На рис. 2.1 представлена компоновочная схема такого ВД в составе катера с указанием основных расчетных сечений.



Рисунок 2.1 – Компоновочная схема водометного движителя в составе судна: *0* – сечение невозмущенного потока; *1а* – сечение, расположенное на расстоянии одного диаметра импеллера от водозаборника; *1* – сечение, где начинает формироваться радиус входной кромки водозаборника; *2* – «горло» водовода; *3* – сечение перед рабочим колесом; *4* – сечение за рабочим колесом; *5* – сечение за спрямляющим аппаратом; *j* – выходное сечение сопла

Для данной схемы ВД разрабатывается математическая модель рабочего процесса, с помощью которой будут рассчитываться характеристики ВД глиссирующего катера на скоростных и швартовых режимах работы.

2.1.1 Теоретическое обоснование работы водометного движителя глиссирующего катера

В зависимости от режимов работы ВД, на лопастях насоса и стенках водовода возможен отрыв потока от стенок, появление циркуляционных зон, а также образование паровой и газовой кавитации. Режимы работы ВД разделяют на расчетные и нерасчетные (критические). К расчетным режимам работы ВД относят глиссирование и ускорение катера. К нерасчетным режимам относятся, прежде всего, работа ВД во вспененной воде и выход на глиссирование.

На режиме глиссирования катера в водоводе создается дополнительное давление за счет торможения набегающего потока, которое предотвращает образование пузырьков пара на лопастях рабочего колеса. Условием движения катера на режиме глиссирования является равенство тяги ВД P и сопротивления движению катера R_{κ} :

$$\begin{cases} P = \rho Q \left(\sqrt{2gH_{PK}} - \varepsilon V_{\kappa} \right); \\ P = R_{\kappa}. \end{cases}$$
(2.1)

Для обеспечения необходимой тяги ВД рабочее колесо должно создать определенные напор и подачу при заданной располагаемой мощности, при этом всегда существует оптимальное соотношение напора и подачи из условия максимума тягового КПД. Напор, создаваемый рабочим колесом, и скоростной напор струи, засасываемой ВД, расходуются на скоростной напор струи, выходящей из сопла и потери в проточной части ВД $h_{\rm BД}$:

$$H_{\rm PK} = \frac{V_j^2}{2g} + h_{\rm BJ} - \beta \frac{V_{\kappa}^2}{2g}, \qquad (2.2)$$

где β – коэффициент потерь динамического напора во входном устройстве. При этом V_к < V_j, т. к. согласно гипотезе дозвукового истечения жидкости из сопла в неограниченное пространство, статическое давление практически равно внешнему атмосферному давлению, т.е. тяга ВД образуется только за счет разности скоростей выбрасываемой и засасываемой жидкости [3, 16, 31].

Потребляемая мощность определяется по следующему соотношению:

$$N_{\pi} = \frac{\rho g Q H_{PK}}{\eta_{PK}}, \qquad (2.3)$$

где _{прк} – КПД рабочего колеса.

Максимальная тяга ВД достигается на режимах ускорения судна, при скоростях движения катера, близких к нулю. На режимах ускорения уравнение движения катера имеет вид:

$$\begin{cases} P = \rho Q \sqrt{2gH_{\rm PK}}; \\ \dot{V}_{\kappa} = \frac{P - R_{\kappa}}{M_{\kappa}}. \end{cases}$$
(2.4)

где M_{κ} – масса катера.

На нерасчетных режимах рабочий процесс глиссирующего катера не поддается точному теоретическому описанию. Например, при выходе катера на глиссирование появляется горб сопротивления движению, который связан со множеством факторов, в совокупности влияющих на сопротивление. При работе катера во вспененной воде резко уменьшаются напор и подача насоса ВД, и их снижение также не поддается точному теоретическому описанию. Поскольку эти режимы составляют менее 1% от общего времени работы ВД, практически топливную экономичность они не влияют на И не рассматриваются в дальнейших расчетах.

Эффективность работы ВД определяется значением КПД лопастной системы η_{PK} , гидравлическими потерями в проточной части h_{BJ} , коэффициентом уменьшения полного напора во входном устройстве β , коэффициентом попутного потока ε . Эти параметры эффективности рабочего процесса ВД определяются геометрией проточной части, режимами работы движителя, внешними условиями и свойствами рабочей жидкости.

Расчет параметров рабочего процесса ВД представляет собой сложную экспериментально-теоретическую задачу, решение которой требует исследования влияния на рабочий процесс геометрических и режимных параметров ВД. Теоретическому расчету характеристик рабочего процесса ВД поддается лишь узкий диапазон режимов работы, поэтому характеристики ВД исследуют с помощью численного моделирования и физических экспериментов.

Численное моделирование, в отличие от физического, позволяет получить более подробную информацию о рабочем процессе (скорость, давление и вязкость в каждой точке расчетной области), исследовать экстремальные режимы течения потока. Численное моделирование позволяет рассчитать параметры рабочего процесса ВД, такие как m – массовый расход жидкости через сопло, A_{1a} – площадь сечения засасываемого потока, $h_{BД}$ – гидравлические потери в проточной части ВД, осредненные давления p_i и скорости V_i , H_{PK} – напор рабочего колеса, M_{PK} – момент сил на рабочем колесе, N_n – потребляемая мощность, η_{PK} – КПД насоса, P_{PK} – упор на рабочем колесе и P – тяга движителя.

Процесс численного моделирования рабочего процесса ВД можно разделить на следующие этапы:

1) создание геометрической модели объекта;

2) создание сеточной модели расчетной области;

3) создание (выбор) модели турбулентности;

4) создание (выбор) модели кавитации;

5) задание граничных и начальных условий;

6) отладка модели, проведение расчетов;

7) представление полученных результатов в виде графиков и их анализ.

Численному моделированию предшествует описание замкнутой математической модели рабочего процесса, которая представляет собой совокупность алгебраических и дифференциальных уравнений. Для решения дифференциальных уравнений используются методы вычислительной гидрогазодинамики (ВГГД) (за рубежом используется аббревиатура CFD – Computational Fluid Dynamics).

2.1.2 Описание системы уравнений рабочего процесса ВД

Исходными параметрами для расчета гидродинамических процессов, определяющих рабочий цикл ВД, являются параметры окружающей среды (давление p_0 и температура T_0), свойства жидкости (плотность ρ и вязкость μ), геометрические размеры проточной части ВД, режимные параметры рабочего

процесса ВД (частота вращения рабочего колеса – n, скорость движения катера V_{κ} , располагаемая мощность энергетической установки N_{p}).

Расчетными параметрами рабочего процесса ВД являются локальные параметры рабочего процесса (скорости V_i , давления p_i , параметры турбулентности, объемные доли жидкости a_i и пара a_v и др.) и интегральные параметры ВД – зависимости напора H = f(Q, n) КПД $\eta_{PK} = f(Q, n)$ во всем диапазоне скоростей катера V_{κ} . Интегральными параметрами ВД в целом являются тяга P, скорость истечения жидкости из сопла V_j и потребляемая мощность рабочего колеса N_{Π} .

Моделирование рабочего процесса ВД проводится с учетом следующих допущений:

- жидкость предполагается несжимаемой;

- континуум жидкости рассматривается в постановке Эйлера;

- взаимодействие роторных и статорных лопаток моделируется в режиме Stage для квазистационарной задачи и последовательно в режимах Frozen Rotor и Transient для нестационарной задачи;

- используется осредненная по числу Рейнольдса система уравнений Навье-Стокса;

- температура жидкости в каждом отдельном варианте моделирования предполагается постоянной;

- используется гомогенная модель взаимодействия жидкости с ее парами;

 используется неструктурированная тетраэдрическая расчетная сетка с призматическими слоями вдоль твердых стенок;

- в результате взаимодействия роторных и статорных лопаток течение предполагается квазиустановившимся;

- давления и скорости усредняются по массовому потоку;

- статическое давление на выходе из сопла предполагается равным внешнему атмосферному давлению.

При моделировании рабочего процесса ВД используется система уравнений гидродинамики, включающая осредненные по числу Рейнольдса

уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии, модели турбулентности, кавитационного массопереноса с использованием метода взвешенных невязок.

1) Уравнение неразрывности для однофазной несжимаемой жидкости [3]:

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0, \qquad (2.5)$$

где V_x , V_y , V_z – компоненты вектора скорости; x, y и z – глобальные декартовы координаты.

2) Уравнение импульсов (Навье-Стокса) [3]

$$\rho \frac{\partial V_x}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_x)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_x)}{\partial z} =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \tau_x + \rho g_x; \qquad (2.6)$$

$$\rho \frac{\partial V_y}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_y)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_y)}{\partial z} =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \tau_y + \rho g_y; \qquad (2.7)$$

$$\rho \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_z)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_z)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_z)}{\partial z} =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \tau_z + \rho g_z; \qquad (2.8)$$

где μ – молекулярная вязкость; τ_x, τ_y, τ_z – потери кинетической энергии турбулентных вихрей вследствие эффекта вязкости; *t* – время.

$$\tau_{x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{x}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{y}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{z}}{\partial x} \right);$$
(2.9)

$$\tau_{y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{x}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{y}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{z}}{\partial y} \right); \qquad (2.10)$$

$$\tau_{x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{x}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{y}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{t} \frac{\partial V_{z}}{\partial z} \right).$$
(2.11)

3) Уравнение энергии [3]

$$\rho \frac{d}{dt} \left(C_p \cdot T + \frac{V^2}{2} \right) - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \left[\rho \vec{V} \cdot \left(C_p T + \frac{V^2}{2} \right) \right] = \nabla \left(\vec{V} \cdot \tau \right)$$
(2.12)

где C_p – теплоемкость при постоянном давлении; T – температура жидкости, постоянная для каждого режима моделирования.

4) Уравнения модели турбулентности [44].

Мгновенное значение скорости, (например, осевой составляющей) в произвольной точке потока для турбулентного режима течения представляется в виде суммы среднего значения скорости $\overline{V_x}$ и пульсационной составляющей V_x

$$V_x = \overline{V_x} + V_x^{'}. \tag{2.13}$$

С учетом (2.13) уравнения (2.6) – (2.8) преобразуются в следующий вид:

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \overline{V_x^{'} V_x^{'}} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \overline{V_x^{'} V_y^{'}} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \overline{V_x^{'} V_z^{'}} \right); \qquad (2.14)$$

$$\sigma_{y}^{R} = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \overline{V_{y}} \overline{V_{x}} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \overline{V_{y}} \overline{V_{y}} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \overline{V_{y}} \overline{V_{z}} \right); \qquad (2.15)$$

$$\sigma_{z}^{R} = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \overline{V_{z}^{'} V_{x}^{'}} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \overline{V_{z}^{'} V_{y}^{'}} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \overline{V_{z}^{'} V_{z}^{'}} \right).$$
(2.16)

Слагаемые в уравнениях (2.14) – (2.16) представляют собой напряжения Рейнольдса, обусловленные турбулентным перемешиванием. В соответствии с гипотезой Прандтля эти напряжения представляются в следующем виде:

$$-\rho \overline{V_{x}'V_{y}'} = \mu_{t} \frac{\partial V_{x}}{\partial y}, \qquad (2.17)$$

где μ_t – турбулентная вязкость.

Эффективная вязкость записывается в виде суммы молекулярной и турбулентной вязкостей:

$$\boldsymbol{\mu}_e = \boldsymbol{\mu} + \boldsymbol{\mu}_t \,. \tag{2.18}$$

Решение представленной системе уравнений рабочего процесса ВД осуществляется автоматически в процессоре (CFX-Solver) численными методами газовой динамики (CFD – Computational Fluid Dynamics). Результатами моделирования рабочего процесса являются распределения

гидродинамических параметров, таких как давления, скорости, концентрации воды и пара.

Результаты моделирования могут быть могут быть представлены в виде линий тока, изолиний, трехмерных изоповерхностей, объемов, и позволяют провести качественный анализ течения в проточной части ВД (наличие отрывов, вихрей, кавитации, углов атаки и отставания в лопастном насосе). Расчет интегральных параметров ВД – тяга, потребляемая мощность, КПД РК, скорость истечения жидкости из сопла, основывается на вычислении осредненных значений давлений и скоростей в контрольных сечениях проточной части. Например, давление, осредненное по массовому расходу [1]:

$$p_{cp} = \frac{\iint\limits_{F} p(x, y) \cdot \rho \cdot V_n(x, y) dx dy}{m}, \qquad (2.19)$$

где $m = \iint_{E} \rho \cdot V_n(x, y) dx dy$ – массовый расход через площадку *F*.

Использование формулы (2.22) для осреднения параметров давления и скорости в различных сечениях проточной части ВД позволяет получить его интегральные характеристики с использованием соотношений (2.1) – (2.4).

2.1.3 Использование моделей турбулентности и кавитации при моделировании рабочего процесса ВД

рабочего BД Результаты моделирования процесса численного определяются геометрическими размерами проточной части, граничными и начальными условиями, параметрами расчетной сетки и заложенной системой уравнений. При этом замыкающие систему уравнения моделей турбулентности, свойств рабочего кавитационного массопереноса И тела необходимо адаптировать в зависимости от типа решаемых задач.

В настоящее время для инженерных расчетов наиболее широко используются следующие модели турбулентности – алгебраические, с одним дифференциальным уравнением и двумя дифференциальными уравнениями, и модели напряжений Рейнольдса с нелинейными членами [44]. Алгебраические модели имеют высокую скорость решения, их легко калибровать, уточняя идентификационные коэффициенты на основе данных физических экспериментов, однако они являются узконаправленными и зависящими от конкретной геометрии и рабочего процесса. Модели с одним дифференциальным уравнением обладают большей универсальностью к описанию турбулентных течений с учетом сжимаемости, переходных явлений, кривизны и отрыва потока, однако объектами их применения, как правило, являются простые конфигурации потоков. Более универсальными моделями в инженерных расчетах турбулентных потоков являются модели с двумя дифференциальными уравнениями.

Наиболее близкими к разрешению турбулентных напряжений и замыканию системы уравнений рабочего процесса ВД являются модели турбулентности классов *k*-є и *k*-ω.

В k-є моделях турбулентная вязкость связана с кинетической энергией турбулентного движения k и скоростью рассеяния (диссипации) турбулентной энергии є через константу диссипации C_{μ} :

$$\mu_{t} = C_{\mu} \rho \frac{k^{2}}{\varepsilon}.$$
(2.20)

Уравнение кинетической энергии турбулентности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x k)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y k)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z k)}{\partial z} =$$
$$= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) - \mu_e \Phi - \rho \epsilon, \qquad (2.21)$$

где Ф – слагаемое, учитывающее рассеяние энергии, выделяющейся в результате вязкостного трения.

Уравнение скорости диссипации кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) +$$

$$+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\mu_{t}}{\sigma_{\varepsilon}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\mu_{t}}{\sigma_{\varepsilon}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial z}\right)-C_{1\varepsilon}\mu_{t}\frac{\varepsilon}{k}\Phi-C_{2}\rho\frac{\varepsilon^{2}}{k},$$
(2.22)

где $C_{1\epsilon}$, C_2 , σ_{ϵ} , σ_k – константы, определяемые экспериментально (табл. 2.1).

Таблица 2.1 – Эмпирические коэффициенты в модели турбулентности k-є

Параметр	C_{μ}	σ_k	σ_{ϵ}	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
Значение	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

В семействе k- ω моделей, турбулентная вязкость определяется как $\mu_{t} = \rho \frac{k}{\omega}$, где ω – удельная скорость диссипации турбулентной энергии или

турбулентная частота (имеет размерность с⁻¹).

В табл. 2.2 приведены параметры модели турбулентности SST.

Таблица 2.2 – Эмпирические коэффициенты в модели турбулентности SST

Параметр	α	β	β*	σ	σ*
Значение	5/9	3/40	9/100	1/2	1/2

При моделировании турбулентности в двухпараметрических моделях предполагается, что обмен кинетической энергией между турбулентными молями происходит с помощью молекулярного механизма переноса (гипотеза Буссинеска). Такое предположение имеет ряд недостатков, так как во многих течениях (например, закрученное течение в трубе) турбулентность анизотропна.

Введение в уравнения напряжений Рейнольдса нелинейных членов, связывающих турбулентную анизотропию, скорость деформации и закрутку жидкого объема, позволяет точнее моделировать турбулентные течения. Данный подход реализуется в моделях напряжений Рейнольдса, однако недостатком такого подхода является увеличение количества уравнений и, как следствие, существенное повышение расчетного времени.

Наиболее распространенные модели напряжений Рейнольдса – это RNG k- ϵ , k- ϵ -EARSM, LRR Reynolds Stress.

Таким образом, при моделировании рабочего процесса ВД проводится верификация на следующих моделях турбулентности: двухпараметрические – k- ϵ (ее стандартная форма), k- ω типа – в частности одна из модификаций модели k- ω – SST-модель (Shear Stress Transport – перенос касательных напряжений); модели напряжений Рейнольдса: RNG k- ϵ , k- ϵ -EARSM, LRR Reynolds Stress.

Применительно к моделированию рабочего процесса ВД можно выделить следующие классы задач течения жидкости в проточной части:

1) швартовый режим (поле скоростей и давлений перед РК неравномерное, может иметь место кавитация в водоводе и на лопастях);

2) скоростной режим (поле скоростей и давлений перед РК неравномерное, кавитация отсутствует);

3) моделирование лопастной системы без водовода (поле скоростей и давлений перед РК равномерное, может иметь место кавитация);

4) неустановившееся течение жидкости (поле скоростей и давлений перед РК неравномерное и меняется во времени, кавитационные зоны присутствуют и меняются в объеме с течением времени).

В упрощенной постановке моделирования рассматривается лопастной насос, при этом поле скоростей и давлений перед РК ВД принимается равномерным, а обтекание лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата происходит при малых углах атаки и без учета течений в радиальном зазоре. В этом случае целесообразно использовать модель турбулентности *k*- ϵ . Данная модель турбулентности позволяют получать точные и устойчивые решения, экономить расчетное время и суммарное количество расчетных ячеек за счет использования пристеночных функций.

Пристеночные функции позволяют задавать пограничный слой одной ячейкой, как показано на рис. 2.2, однако турбулентные пристеночные профили имеют ограниченное применение, и для различных задач необходимо разрабатывать соответствующие пристеночные функции.

В остальных случаях поле скоростей и давлений перед рабочим колесом ВД неравномерно: на стенках водовода, лопатках рабочего колеса

53

и спрямляющего аппарата, в зависимости от режима работы ВД, может происходить отрыв потока. В данном случае необходимо провести верификацию двухпараметрических и нелинейных моделей турбулентности.



Рисунок 2.2 – Моделирование течения в пограничном слое: *а* – модель пристеночной функции; *б* – двухслойные (низкорейнольдсовые) модели

Кавитирующее течение представляет собой двухфазный и, в общем случае, многокомпонентный поток. В потоке присутствует жидкая фаза – вода, и газообразная фаза – пары воды, нерастворенный воздух. Моделирование кавитационного переноса численными методами в настоящее время проводится с помощью двух основных подходов: с взаимопроникающими фазами и без взаимопроникновения.

Подход без взаимопроникновения применяется для устойчивых кавитационных течений и требует четкого определения поверхности раздела двух сред. Уравнения движения решаются только для жидкой фазы, а газообразная фаза учитывается граничными условиями на поверхности раздела, при этом массовый поток через границу раздела фаз не учитывается. Данный подход позволяет с минимальными затратами вычислительного времени получить решение, однако, как показали результаты исследований численных моделей [48, 63], он не позволяет адекватно моделировать кавитационные процессы, поэтому не получил широкого распространения. Другой подход, основанный на взаимном проникновении фаз, не предполагает наличие поверхности раздела между двумя несмешивающимися жидкостями, поэтому объемная доля фазы может изменяться от нуля до единицы в зависимости от занимаемого пространства в двухфазном потоке.

Наиболее простой моделью кавитации является, так называемая, «условная» модель, которая характеризуется кавитационным числом:

$$C_{a} = \frac{p - p_{v}}{\frac{1}{2}\rho U^{2}},$$
(2.23)

где: *p* – давление жидкости; *p*_V – давление парообразования для заданной жидкости.

Данная модель не учитывает динамику пузырьков, скорость конденсации жидкости и ее парообразования. Использование условной модели может в процессе расчета приводить к увеличению количества парообразной фазы, находящейся в проточной части ВД, что не соответствует реально протекающим процессам.

Динамики роста пузырька описывается уравнением Рэлея-Плессета. Без учета вязкости оно имеет вид [69]:

$$\frac{d^{2}R_{b}}{dt^{2}} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_{b}}{dt}\right)^{2} + \frac{2\sigma}{\rho_{f}R_{b}} = \frac{p_{v} - p}{\rho_{f}},$$
(2.24)

где R_b – радиус пузырька; p_V – давление пара в пузырьке (зависит от температуры); p – давление жидкости, окружающей пузырек; ρ_f – плотность жидкости; σ – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром.

В уравнении (2.24) скорость роста пузырька является постоянной, поэтому членами второго порядка, отвечающими за ускорение роста пузырька можно пренебречь. Поверхностное натяжение является малой величиной, поэтому им также можно пренебречь [63]. Тогда уравнение для скорости роста пузырька примет вид:

$$\frac{dR_b}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}}.$$
(2.25)

С учетом уравнения (2.25), скорость массопереноса между жидкой и газовой фазой определяется следующим образом:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{g}\rho_{g}}{R_{b}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{v} - p}{\rho_{f}}} \operatorname{sign}(p_{v} - p), \qquad (2.26)$$

где: F – эмпирический коэффициент парообразования/конденсации; r_g – объемная доля пара; ρ_g – плотность газа.

Уравнение (2.26) имеет одинаковую структуру при описании процессов парообразования и конденсации, однако для учета изменения скорости парообразования его необходимо преобразовать с учетом следующего допущения.

Парообразование инициируется зародышами пузырьков (водяной пар или нерастворенный воздух). С увеличением объемной доли пара уменьшается скорость образования зародышей пузырьков, поскольку уменьшается доля жидкости. Таким образом, в уравнении процесса парообразования объемная доля пара r_g заменяется на $r_{nuc}(1 - r_g)$, что дает:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \text{sign}(p_v - p), \qquad (2.27)$$

где *r*_{nuc} – объемная доля зародышеобразования.

Уравнение неразрывности для газовой фазы:

$$\frac{\partial(\rho_{v}\cdot\alpha_{v})}{\partial t} + \nabla(\rho_{v}\cdot\vec{V}_{v}\cdot\alpha_{v}) = \nabla(\Gamma\cdot\nabla\alpha_{v}) + R_{e} - R_{c}, \qquad (2.28)$$

где α_V – объемная доля компонента; V – индекс паровой фазы; R_e , R_c – скорости испарения и конденсации, соответственно; e, c – индексы испарения и конденсации, соответственно; Γ – функция диффузии.

Сформированная математическая модель используется для моделирования и анализа течений в проточной части ВД.

Для получения характеристик рабочего процесса ВД необходимо провести верификацию математической модели и моделирование рабочего процесса ВД на различных режимах на основе данных физических экспериментов, а также оценить влияние границ расчетной области и параметров расчетной сетки на стабильность, точность расчета, а также настроить модели турбулентности и кавитации, соответствующие различным режимам течения.

2.2 Формирование имитационной модели рабочего процесса водометного движителя

2.2.1 Расчет геометрических параметров рабочих колес ВД

В ВД глиссирующих катеров наиболее широко используются лопастные насосы осевого и диагонального типов [11, 13, 16, 41, 47], которые позволяют, во-первых, исключить редуктор между двигателем и движителем за счет своей быстроходности и, во-вторых, получать высокий напор, который преобразуется в кинетическую энергию реактивной струи. Диагональные насосы имеют более высокий максимальный КПД (92%), чем осевые (89%), однако они более сложны необходимо обеспечивать изготовлении: постоянный минимальный В радиальный зазор на криволинейной наружной стенке. Напротив, осевые насосы проще в изготовлении и обслуживании, поэтому на практике получили распространение комбинированные оседиагональные насосы с наружной стенкой постоянного диаметра и криволинейной втулкой.

Методики расчета и параметризации геометрических параметров осевых и оседиагональных насосов одинаковы, поэтому на рис. 2.3 приведена общая расчетная схема ВД с осевыми и оседиагональными насосами.

Представленные размеры проточной части ВД на рис. 2.3 включают параметры водозаборника (ВЗ), меридионального сечения рабочего колеса (РК), спрямляющего аппарата (СА) и сопла. Промежуточные параметры проточной части, такие как профили стенок водовода, втулка и кожух проточной части лопастного насоса и реактивного сопла профилируются из учета плавности изменения площадей проходных сечений. При этом поток от сечения '2' до сечения '3' движется с уменьшением скорости (диффузорный канал); в межлопаточных каналах рабочего колеса (3-4) в окружных сечениях протекают диффузорные течения, в меридиональных каналах – конфузорные; в межлопаточных каналах спрямляющего аппарата (4-5) течение диффузорное; течение в сопле (5-j) – конфузорное.



Рисунок 2.3 – Расчетная схема насоса и водометного движителя: $l_{\text{вз}}$ – длина водозаборника; $l_{\text{вд}}$ – длина водовода; $h_{\text{в}}$ – высота подъема средней линии; $l_{\text{рк}}$ – осевая длина РК; $l_{\text{са}}$ – осевая длина спрямляющего аппарата (СА);

 $l_{\rm c}$ – осевая длина реактивного сопла; $D_{3\rm BT}$ – диаметр втулки на входе в РК;

 D_{4BT} – диаметр втулки на выходе из РК; D_{5BT} – диаметр втулки на выходе из СА;

 $D_{5_{\rm H}}$ – диаметр наружной стенки на выходе из СА; $D_{\rm H}$ – наружный диаметр РК;

α – угол средней линии на входе в водовод; *R*, *r* – радиусы кривизны кромок водозаборника

Исследуемыми объектами являются натурный глиссирующий катер FreeRider-490C-Jet [24] и модельный катер, ВД которого представляет собой водовод и традиционный ГВ, находящийся в трубе, соединенной с водоводом. Реактивное сопло и СА в модельном ВД отсутствуют [71].

Основные геометрические параметры исследуемого объекта – ВД глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet [24]:

1) водовод: $l_{\text{вз}} = 500$ мм, b = 250 мм; $h_{\text{вд}} = 160$ мм; $d_{3\text{н}} = 200$ мм; $l_{\text{вд}} = 700$ мм;

2) рабочее колесо (трехлопастное): $d_{3B} = 68$ мм; $d_{PK} = 198$ мм;

а – шнековое осевое постоянного шага, S = 180 мм; $l_{PK} = 110$ мм; $d_{4B} = 90$ мм;

б – шнековое оседиагональное переменного шага, S = 140...220 мм; $l_{\rm PK} = 130$ мм; $d_{\rm 4B} = 130$ мм; в – оседиагональное, переменного шага;

3) спрямляющий аппарат (7 лопастей): осевая длина $l_{CA} = 130$ мм, профилируется из условия обеспечения осевого потока на выходе из CA;

4) реактивное сопло: осевая длина $l_{PC} = 250$ мм, из них 130 мм – сужение со спрямляющими лопатками, 120 мм – сужение без спрямляющих лопаток; диаметр выходного сечения сопла d_i – варьируется.

Параметры модельного катера с ВД:

1) водовод: $l_{\text{вз}} = 174$ мм, b = 76 мм; $h_{\text{вд}} = 63$ мм; $d_{3\text{н}} = 76$ мм; $l_{\text{вд}} = 200$ мм;

2) рабочее колесо (ГВ четырехлопастной): $d_{3B} = 20$ мм; $d_{PK} = 75$ мм; ГВ постоянного шага, S = 75 мм.

Параметризация геометрии межлопаточных каналов РК и СА, а также расчет треугольников скоростей и кинематических параметров потока проводится с помощью схемы течения в лопастном насосе (рис. 2.4).



Рисунок 2.4 – Расчетная схема кинематики потока в межлопаточных каналах

Профиль лопастей РК определяется зависимостью шага лопасти *S_i* от угла относительной скорости β_i:

$$S_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \mathrm{tg}\beta_i \,. \tag{2.29}$$

Различают лопасти постоянного по высоте шага S = const (которые также называют шнеками) и переменного по высоте и радиусу шага S=f(r, x) (рис. 2.5). По шнековому спрофилированы лопасти РК с постоянным шагом S = 180 мм и с переменным шагом S = 140...220 мм.

Шнековый закон профилирования не позволяет задавать сложные геометрии лопастей (когда лопасть имеет закрутку в осевом и радиальном направлении), поэтому наиболее общим способом параметризации геометрии лопастей является представление лопасти по сечениям в виде профилей, развернутых на цилиндрическую или коническую поверхность.

Профиль сечения лопасти характеризуется хордой *b*, максимальными ординатами засасывающей и нагнетающей поверхностей y_{e} и y_{h} , соответственно, максимальной толщиной профиля $y = y_{e} + y_{h}$ (рис. 2.6). Стрела прогиба средней линии профиля $y_{c} = y_{e} - y_{h}$ характеризует его кривизну.

Отношения указанных величин к ширине сечения лопасти *b* называются, соответственно, относительными толщинами и относительной кривизной [5].



Рисунок 2.5 – Образование винтовой поверхности лопасти: *a* – поверхность постоянного шага; *б* – поверхность радиально-переменного шага; *в* – шаг винтовой поверхности лопасти, развернутый на плоскость



Рисунок 2.6 – Геометрические характеристики профиля лопасти

Рабочее колесо оседиагонального типа переменного шага профилируется исходя из условия обеспечения максимального КПД лопастного насоса на крейсерском режиме движения судна. Исходными параметрами для расчета параметров оседиагонального РК принимаются следующие характеристики катера, ВД и ДВС:

- располагаемая мощность энергетической установки N_p = 103 кВт;

- частота вращения приводного вала n = 5500 об/мин;

- потребная скорость движения катера $V_{\kappa} = 23 \text{ м/c};$

- потребная тяга ВД при заданной скорости движения P = 2600 H.

Значение диаметра втулки РК изменяется по кубическому закону, что обеспечивает передачу энергии рабочей жидкости с минимальными потерями [38]:

$$d_{_{6mi}} = D_{_{36m}} + (D_{_{46m}} - D_{_{36m}}) \cdot (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3), \qquad (2.30)$$

где: *a*₁, *a*₂, *a*₃ – теоретические коэффициенты, определяющие форму параболы.

Теоретическая работа $L_{\rm T}$, совершаемая рабочим колесом, для каждой линии тока *k* определяется по формуле:

$$L_{\mathrm{T}ki} = (w_{k1} \cos \beta_{k1} - w_{ki} \cos \beta_{ki}) \cdot \omega \cdot r_{ki}.$$
(2.31)

С использованием выражений (2.28) – (2.30) для каждой линии тока определяются зависимости шага S, теоретической работы $L_{\rm T}$ и радиуса линии тока r от осевой координаты x (рис. 2.7).



Рисунок 2.7 – Изменение шага рабочего колеса (*a*) и теоретической работы (б) по линиям тока 1–6 (*в*)

На основе полученных данных проектируется и визуализируется геометрическая 3D-модель РК ВД, после чего формируется расчетная область, которая разбивается на конечно-объемную сетку.

2.2.2 Создание трехмерных геометрических моделей элементов водометного движителя

Геометрическая модель ВД представляет собой совокупность сложных поверхностей, построение которой осуществляется в специализированных CAD-программах (Unigraphics, SolidWorks).

Первым элементом проточной части является водовод, от геометрических параметров которого зависит неравномерность поля скоростей на входе в РК, потери полного давления в проточной части ВД. Вопросы профилирования стенок водовода и определения его геометрических размеров освещены в работах [11, 13, 16, 28, 41]. Основными требованиями, которые необходимо обеспечить при профилировании водовода, являются минимизация кавитации на швартовых режимах работы, получение минимальных потерь давления в проточной части и минимальной неравномерности поля скоростей перед РК.

Водовод представляет собой криволинейный патрубок, ограниченный входным отверстием, представляющим собой трапецию со скругленными углами, и выходного кольцевого канала перед входом в РК. Продольное сечение водовода представляет собой две криволинейные стенки, которые профилируются из условия плавности изменения площади канала водовода. По результатам расчета геометрических параметров и профилирования стенок ВД строится трехмерный эскиз водовода (рис. 2.8) и 3D-модель проточной части (рис. 2.9).



Рисунок 2.8 – Трехмерный эскиз водовода



a – построение криволинейной поверхности патрубка по сетке кривых; δ – симметричное отражение; s – наложение «заплаток» на отверстия и сшивка поверхностей; c – вычитание кожуха вала из объема проточной части водовода

Следующим и основным элементом проточной части ВД является рабочее колесо, которое определяет эффективность работы движителя в целом. На первом этапе проектирования рабочего колеса проводится построение срединной поверхности лопасти по спиралям переменного шага и радиуса (рис. 2.10). Исходными данными к построению спиралей являются графики на рис. 2.7 *а*, *в*.



Рисунок 2.10 – Построение срединной поверхности лопасти РК по спиралям: *а* – сетка кривых; *б* – срединная поверхность лопасти

63

На следующем этапе определяются конические спирали, как результат пересечения конических тел вращения и срединной поверхности лопасти (рис. 2.11), после чего конические спирали разворачиваются на плоскость и от них откладываются спинка и корыто лопасти РК (рис. 2.12).



Рисунок 2.11 – Получение конических спиралей со срединной поверхности лопасти РК



Рисунок 2.12 – Двумерные эскизы профилей сечений 1–5 лопасти РК: 1 – корневое сечение; 2–4 – промежуточные сечения; 5 – периферийное сечение

После получения плоских профилей лопасти проводится операция свертки плоскости на коническую поверхность (рис. 2.13, *a*) и полученные кривые профилей соединяются в единую криволинейную поверхность, представляющую форму лопасти РК (рис. 2.13, *б*).



a – свертка двумерных эскизов на конические поверхности; *б* – поверхность лопасти РК, построенная по криволинейным сечениям

Втулка РК, представляющая собой тело вращения, образуется кубической параболой с координатами, приведенными на рис. 2.7, *в* (кривая 1). Поверхность лопасти объединяется с втулкой и создается геометрический круговой массив лопастей – в данном случае 3 лопасти (рис. 2.14).



Рисунок 2.14 – Общий вид РК оседиагонального типа переменного шага: *а* – вид спереди; *б* – изометрия

Завершающим элементом проточной части ВД является реактивное сопло спрямляющим аппаратом. Проточная реактивного co часть сопла наружной и внутренней ограничивается стенками, имеющими форму кубической параболы (рис. 2.15, а). Спрямляющие лопатки профилируются из условия обеспечения осевого выхода потока из сопла по схеме, изображенной на рис. 2.4. Профилирование лопастей СА, их свертка на конические поверхности и построение криволинейной поверхности лопасти проводится в аналогичной последовательности, описанной выше для РК (рис. 2.15, б-е).



Рисунок 2.15 – Этапы построения геометрии проточной части сопла ВД:

а – проточная часть реактивного сопла; *б* – 3D-модель проточной части сопла; *в* – трехмерные эскизы профилей CA; *г* – поверхность лопасти CA; *∂* – 3D-модель лопасти CA, вырезанная из проточной части сопла; *е* –массив лопаток CA в проточной части сопла

66

Помимо проточной части водовода, РК и СА, для проведения численных расчетов необходимо построить проточную часть окружающей жидкости перед водоводом, имитирующую объем воды под глиссирующим катером. Схема проточной части окружающей жидкости приведена на рис. 2.16.



Рисунок 2.16 – Проточная часть окружающей жидкости перед водоводом: *а* – основные размеры проточной части; *б* – 3D-модель проточной части

Размеры границ проточной части окружающей жидкости напрямую влияют на картину течения в водоводе: с увеличением размеров границ

параметры потока в водоводе изменяются слабее, однако при этом увеличивается количество ячеек расчетной сетки и машинное время. Следовательно, определение оптимальных размеров границ позволит точнее моделировать течение в ВД и сэкономить машинное время расчета. Сравнение влияния границ окружающей жидкости ВД выполняется для трех вариантов с параметрами, приведенными в табл. 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры, характеризующие проточную часть ВД

№ варианта	A/a	B / b	С / l _{вз}	H/a	$l_I / D_{3\mathrm{H}}$
1	4	4	1	2	1
2	4	8	2	4	2
3	4	12	4	6	4

Измерение интегральных параметров рабочего процесса ВД проводится в сечении '3' (рис. 2.17). Моделирование течения в ВД проводится на тетраэдрической сетке с общим количеством 1 млн. ячеек.



Рисунок 2.17 – Расположение контрольного сечения в водоводе

Численное моделирование течения в ВД проводится на швартовом и скоростном режиме, результаты приведены в табл. 2.4, 2.5.

Как показывают результаты численного моделирования, для 2-го и 3-го вариантов геометрии параметры потока в сечении '3' практически совпадают, следовательно, размеры проточной части в варианте 2 являются достаточными для исключения влияния расположения границ на результаты моделирования.

Вариант расчетной области	<i>р</i> 3, Па	<i>p</i> ₃ *, Па	V _{3х} , м/с	$(p_0^* - p_3^*)//(\rho V_{3a}^2/2)$
1	53,39	147,76	18,80	0,8690
2	43,30	149,10	19,49	0,8015
3	40,07	148,01	19,60	0,7982

Таблица 2.4 – Результаты моделирования течения в ВД на скоростном режиме: $V_{\kappa} = 20 \text{ м/c}; m = 250 \text{ кг/c}; p_{\text{H}} = 101325 \text{ Па}; T_{\text{H}} = 288 \text{ K};$ модель турбулентности *k*- ϵ

Таблица 2.5 – Результаты моделирования течения в ВД на швартовом режиме: $m = 200 \text{ кг/c}; p_{\text{H}} = 101325 \text{ Па}; T_{\text{H}} = 288 \text{ K};$ модель турбулентности k- ϵ

Вариант				$(n_0^* - n_2^*) /$
расчетной	<i>р</i> 3, кПа	<i>р</i> ₃*, кПа	<i>V</i> _{3x} , м/с	$(P_0 P_3)^{\prime}$
области				$7(p v_{3a} / 2)$
1	40,07	91,18	9,68	0,2165
2	38,95	90,86	9,79	0,2184
3	41,52	92,46	9,70	0,1884

2.2.3 Построение сеточных моделей элементов водометного движителя

Сеточная модель проточной части ВД определяет такие характеристики моделирования как погрешность расчета, стабильность получаемых результатов, машинное время расчета, точность моделирования пограничного слоя, завихрений потока и отрывов от стенок.

Основная задача при построении сеточных моделей – нахождение оптимального количества расчетных ячеек, при котором погрешность моделирования становится минимальной, а решение стабильным (сходящимся) и не зависящим от увеличения количества ячеек. Исследование сеточных моделей проводится на отдельных элементах ВД – водоводе, РК и реактивном сопле.

Построение сеточных моделей реализуется в модуле Meshing с использованием блочного подхода, сетка преимущественно тетраэдрическая, со слоями призматических ячеек вдоль твердых стенок. Сеточная модель создается для каждого из участков ВД в отдельности – статорного входного участка с водоводом, роторного участка рабочего колеса и статорного участка спрямляющего аппарата и реактивного сопла.

Параметры расчетной сетки в области входного участка (рис. 2.18):

- толщина ПС на днище судна – 50 мм;

- толщина ПС на стенках водовода – 6 мм.

Остальные параметры сетки приведены в табл. 2.6.



Рисунок 2.18 – Сеточные модели водовода: *а* – общий вид; *б* – сечение сетки в канале водовода

Таблица 2.6 – Параметры сетки водовод	цa
---------------------------------------	----

№ варианта сетки	1	2	3	4	5
Кол-во ячеек ПС на стенках ВД и	5	5	7	10	15
на «днище» судна	5	5	7	10	15
Минимальный размер ребра	3	1	0.75	0.5	03
ячейки, мм	5	1	0,75	0,5	0,5
Максимальный размер ребра	50	50	35	35	30
объемной ячейки, мм	50	50	55	55	50
Максимальный размер ребра	50	50	35	35	30
поверхностной ячейки, мм	50	50	55	55	50
Размер ребра ячейки на стенках	6	1	1	2	2
водовода и вала, мм	0	4	4	2	2
Размер ребра ячейки на выходной	6	1	1	2	2
плоскости водовода, мм	0	4	4	2	2
Суммарное количество ячеек,	0.80	2.25	4 50	8 47	13.07
млн.	0,00	2,23	4,30	0,47	15,07

Параметры расчетной сетки в области РК и СА (рис. 2.19 *a*, *б*):

- толщина ПС на стенках РК и сопла – 6 мм.

Остальные параметры сетки приведены в табл. 2.7, 2.8.

Расчетная сетка во входном участке состоит из призм с измельчением ячеек у стенок трубы и вала (рис. 2.18, *a*, *б*). Сетка рабочего колеса (рис. 2.19, *a*) является преимущественно тетраэдрической, с измельчением вдоль втулки,

наружной стенки и лопастей. Максимальный размер ячейки на лопастях необходимо выбирать не более чем 1/20 хорды лопасти, а толщина пограничного слоя соизмерима с максимальной толщиной ячейки. Для выходного участка, состоящего из СА и сопла (рис. 2.19, *б*) сетка является преимущественно тетраэдрической, с измельчением у стенок и спрямляющих лопаток, рекомендации к размеру ячеек те же, что и для рабочего колеса.



Рисунок 2.19 – Сеточные модели для исследования характеристик ВД: *а* – рабочее колесо; *б* – спрямляющий аппарат

№ варианта сетки, <i>і</i>	1	2	3	4
Кол-во ячеек ПС на стенках ВД и стенках лопастей	3	5	7	10
Минимальный размер ребра ячейки, мм	1	0,5	0,3	0,15
Максимальный размер ребра объемной ячейки, мм	6	4	3	2
Максимальный размер ребра поверхностной ячейки, мм	6	4	3	2
Размер ребра ячейки на стенках лопастей, мм	3	1,5	0,8	0,4
Суммарное количество ячеек, млн.	0,8	2	4	8

	п	~	
$120\pi M H = 120\pi M H $	Папаметры	сетки пароч	его колеса
1 иолици 2.7	Tupumerphi	contra public	

Таблица 2.8 – Параметры сетки спрямляющего аппарата

№ варианта сетки, <i>і</i>	1	2	3	4
Кол-во ячеек ПС на стенках ВД и	5	7	10	15
стенках лопастей	5	7	10	15

Минимальный размер ребра	3	2	1	0.5	
ячейки, мм	5	2	1	0,5	
Максимальный размер ребра	6	1	3	2	
объемной ячейки, мм	0	4	5	2	
Максимальный размер ребра	6	1	3	2	
поверхностной ячейки, мм	0	4	5	2	
Размер ребра ячейки на стенках	1	3	2	15	
лопастей, мм	4	5	2	1,5	
Суммарное количество ячеек, млн.	0,7	1,5	3	5	

Оценка качества результатов моделирования проводится на основе стабильности результатов моделирования с увеличением количества ячеек и машинного расчетного времени *t*. Критерием стабильности результатов во времени служит параметр отклонение результатов моделирования δ:

$$\delta = \frac{p_i - p_{i-1}}{p_{i-1}}, \qquad (2.32)$$

где *p_i*, *p_{i-1}* – интегральный параметр рабочего процесса для *i*-го и *i*-1-го варианта расчетной сетки.

Оценка стабильности решения проводилась по осредненному статическому давлению потока на входе в РК p_3 , средней скорости на выходе из сопла V_{ja} и полному давлению за РК p_4^* . Рассчитанные отклонения δ и время расчета t, приведены в табл. 2.9, а интегральные параметры в зависимости от количества расчетных ячеек – на рис. 2.20.

Nº	Модель водовода, млн. ячеек	δ, %	<i>t</i> , ч	Модель РК, млн. ячеек	δ, %	<i>t</i> , ч	Модель сопла, млн. ячеек	δ, %	<i>t</i> , ч
1	0,80	-	0,25	1,5	-	0,75	1,14	-	0,3
2	2,25	2,69	0,5	3	6	2	2,04	0,09	0,5
3	4,55	0,33	1,25	5	3	3	4,37	0,04	1,0
4	8,50	0,61	3	7	1,5	4	8,23	0,01	2,5
5	13,07	0,08	4,5	-	-	-	-	-	-

Таблица 2.9 – Влияние количества ячеек на результаты моделирования


Рисунок 2.20 – Влияние количества расчетных ячеек на результаты моделирования течений в элементах ВД: *а*, *б* – параметры в водоводе; *в*, *г* – параметры в реактивном сопле

С увеличением количества расчетных ячеек повышается стабильность получаемых результатов, поэтому для задачи моделирования ВД подобраны оптимальные размеры ячеек, обеспечивающие необходимую точность расчетов с минимальными затратами времени. Количество ячеек для входной части составляет 4...6 млн., для РК – 2...3 млн., для СА – 1,5...2 млн.

2.2.4 Формирование численной модели рабочего процесса ВД

Формирование численной модели рабочего процесса проводится в модуле СFX-Pre – задаются внешние параметры задачи, накладываются граничные условия, настраиваются модели турбулентности и кавитационного массопереноса, определяются законы расчета параметров потока между областями «ротор-статор», задается вращение РК в роторной части, вводятся начальные условия, а также параметры решателя, такие как шаг по времени, критерии сходимости решения и др. Пример расчетной области ВД в CFX-Pre приведен на рис. 2.21.

73



Рисунок 2.21 – Расчетная область ВД с граничными условиями

Внешними параметрами модели являются атмосферное давление $p_0 = 101325$ Па и температура окружающей среды $T_0 = 278$ К.

Задача решается в квазистационарной постановке и нестационарной постановке при постоянной температуре (Isothermal).

Рабочим веществом является вода в жидком и парообразном состояниях.

Предполагается, что в каждой расчетной ячейке равномерно распределены вода и водяной пар, в соответствующих объемных долях.

Для моделирования кавитации используется модель Рэлея-Плессета со следующими коэффициентами:

- средний диаметр пузырька *d_b* – 2 мкм;

- давление насыщенных паров – в зависимости от температуры воды (при температуре $T_0 = 278$ К давление насыщенных паров составляет $p_s = 873$ Па);

- коэффициент конденсации $C_c - 0.01$;

- коэффициент испарения $C_e - 50$;

- максимальное отношение плотности воды и пара – 1000;

- релаксационный фактор скорости кавитации $r_f - 0.25$.

Взаимодействие между областями «ротор – статор» определяется следующим образом:

- в роторной части вращаются не твердые стенки, а система координат;

- взаимное угловое положение роторной части относительно статорных частей не меняется – так называемый режим Frozen Rotor – «замороженный ротор». При таком подходе взаимное расположение роторных и статорных лопаток будет влиять на КПД насоса, однако этот фактор в первом приближении при расчете характеристик ВД играет незначительную роль и может быть учтен в дальнейшем при расчете характеристик насоса.

На границах расчетной области и твердых стенках задаются следующие граничные условия:

1) вход:

а) швартовый режим – граничное условие Opening (свободный вход/выход), которое позволяет жидкости втекать и вытекать в область: атмосферное давление p_0 ;

б) скоростной режим – граничное условие Inlet (вход): скорость движения катера V_{κ} ;

2) выход из сопла: атмосферное давление p_0 ;

3) твердые стенки: условие прилипания;

4) открытые поверхности: граничное условие Opening, давление p_0 ;

5) роторная область: частота вращения ротора *n*.

Моделирование турбулентного массопереноса проводится с использованием модели *k*- ε .

Начальным условием для расчета является распределение жидкой фазы во всей расчетной области с объемной долей 100%.

Перечень исходных режимных параметров для численного моделирования рабочего процесса ВД включает (табл. 2.10, 2.11):

- частоту вращения РК *n*;

- скорость движения катера $V_{\rm K}$;

- объемный расход жидкости *Q*.

Дополнительные параметры:

- номинальная частота вращения приводного вала n = 5500 об/мин;

- мощность энергетической установки $N_{\rm p} = 140$ л. с.;

- расчетный диаметр выходного сечения сопла для РК с шагом лопастей

S = 180 мм и S = 140...220 мм составляет $d_i = 130$ мм;

- для оседиагонального РК переменного шага – $d_i = 120$ мм;

- номинальная скорость движения катера для РК S = 180 мм и S = 140...220 мм составляет $V_{\kappa} = 20$ м/с;

- номинальная скорость движения катера для оседиагонального РК переменного шага – $V_{\kappa} = 23$ м/с.

Таблица 2.10 – Исходные данные расчета характеристик РК ($V_{\kappa} = 0$ м/с)

<i>Q</i> , л/с	20	30	40	50	60	80	100	150	200	250	300	400
	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	-	-
<i>п</i> , об/мин	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	-
	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500

Таблица 2.11 – Исходные данные расчета скоростных характеристик ВД

<i>п</i> , об/мин	3000	4000	4500	5000	5500	6000
	0	0	0	0	0	0
	4	4	4	4	4	4
	8	8	8	8	8	8
V Ma	12	12	12	12	12	12
$V_{\rm K}, {\rm M}/{\rm C}$	-	16	16	16	16	16
	-	20	20	20	20	20
	-	23	23	23	23	23
	-	27	27	27	27	27

Численное моделирование рабочего процесса ВД для приведенных режимов проводится с одним водоводом с геометрическими параметрами, описанными выше, для трех РК при различных *d_i*.

Шаг по времени для одной итерации в зависимости от частоты вращения ротора задается таким образом, что ему соответствует поворот РК на 60°:

$$t = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{n/60} = \frac{10}{n}.$$
(2.32)

При изменении скорости движения катера V_к изменяется угол атаки глиссирующей поверхности γ, который необходимо учитывать при моделировании

рабочего процесса ВД на скоростных режимах. На рис. 2.22 графически представлены зависимости t = f(n) и $\gamma = f(V_{\kappa})$.



и угол атаки глиссирующей поверхности (б)

При проведении моделирования необходимо обеспечить сходимость параметров рабочего процесса ВД: три компоненты скорости, статическое давление (рис. 2.23, *a*), объемная доля пара (рис. 2.23, *б*), а также параметры турбулентности в зависимости от выбранной модели должны сходиться по невязкам не выше, чем 10^{-4} [69]. Сходимость решения также может учитываться по интегральным параметрам рабочего процесса ВД, например стабильность упора на лопастях РК (рис. 2.23, *в*).

Моделирование течения кавитацией проводится в два этапа:

- рассчитываются распределения скоростей, давлений и параметров турбулентности без образования газообразной фазы;

- добавляется условие возможности образования газообразной фазы и проводится расчет, с использованием исходных данных, полученных в предыдущем расчете без учета кавитации.

Сходимость решения при моделировании швартового режима работы ВД достигается дважды – без учета кавитации (первые 175 итераций) и с учетом кавитации – оставшиеся итерации (рис. 2.23 *а*). Учет кавитации при моделировании приводит к снижению абсолютного значения силы упора, действующей на рабочее колесо вследствие образования вращающейся кавитации на засасывающей стороне лопастей (рис. 2.23 *в*).



Рисунок 2.23 – Графики сходимости параметров рабочего процесса водометного движителя:

а – невязки трех компонент скорости и давления; *б* – невязка по объемной доле воды; *в* – сила упора, действующая на рабочее колесо

2.3 Анализ распределения локальных параметров потока в проточной части водометных движителей

Анализ результатов численного моделирования рабочего процесса ВД позволяет оценить интегральные и локальные параметры, такие как скорости и давления в основных сечениях проточной части ВД, распределение линий тока, расположение и объем кавитационных каверн, неравномерность потока. При этом также определяются места отрыва потока от стенок, нежелательные

78

локальные зоны низких давлений, циркуляционные зоны, остаточная закрутка потока на выходе из сопла, углы атаки и отставания потока на лопастях РК и СА.

Анализ локальных параметров проводится только для ВД с РК осевого типа с шагом лопастей S = 180 мм, т.к. остальные варианты геометрии проточной части ВД имеют схожие распределения параметров потока. На рис. 2.24 – 2.26 приведены распределения статического давления, полного давления и скорости в продольной плоскости ВД для швартового и скоростного режимов.



Рисунок 2.24 – Распределение статического давления в продольной плоскости водометного движителя (*n* = 5500 об/мин): *a* – швартовый режим; *б* – скоростной режим (*V*_к = 20 м/с)

На швартовом режиме, на нижней стенке водовода имеет место область с низким статическим (рис. 2.24, *a*) и полным (рис. 2.25, *a*) давлением, что является причиной кавитации малых скоростях движения судна. В данной области образуется застойная зона (рис. 2.26, *a*), которая вносит существенные потери полного давления и искажает поток в водоводе, что приводит к неравномерности поля скоростей и давлений перед РК.



Рисунок 2.25 – Распределение полного давления в продольной плоскости водометного движителя (*n* = 5500 об/мин): *a* – швартовый режим; *б* – скоростной режим, (20 м/с)

На скоростных режимах за счет скоростного напора статическое давление в проточной части ВД больше давления насыщенных паров (рис. 2.24, δ), поэтому н кавитация в проточной части ВД не образуется. При этом в области входных кромок водовода имеют место зоны с низким статическим давлением (рис. 2.24, δ) где возможна кавитация, однако она локализована в днище судна и не влияет на параметры рабочего процесса ВД.

Отрыв потока в водоводе на швартовых и скоростных режимах происходит по различным причинам: на швартовых режимах поток отрывается и образует циркуляционную зону на нижней стенке водовода (рис. 2.26, a), а на скоростных режимах поток отрывается от верхней стенки водовода и от кромок водозаборника (рис. 2.26, δ). Таким образом, при профилировании водовода необходимо учитывать два режима работы ВД и находить оптимальное геометрическое решение.





Рисунок 2.26 – Распределение векторов скорости в продольной плоскости водометного движителя (*n* = 5500 об/мин): *a* – швартовый режим; *б* – скоростной режим, (*V*_к = 20 м/с, α=5°)

Причина появления неравномерного поля скоростей и давлений перед РК, а также образования потерь давления в водовод, выявляется на основе анализа изменения давления и скорости жидкости вдоль линий тока. На скоростных (рис. 2.27) и швартовых (рис. 2.28) режимах работы ВД характер распределения линий тока существенно различается и не всегда представляется возможным рассчитать неравномерность потока.



Рисунок 2.27 – Распределение давлений и скоростей в различных сечениях засасываемой струи ($V_{\kappa} = 20 \text{ м/c}, n = 5500 \text{ об/мин}$): *а* – линии тока, засасываемые в водовод; *б* – поля давления в различных сечениях засасываемой струи; *в* – поля скоростей в различных сечениях засасываемой струи

Обтекание стенок водовода на скоростных режимах, как видно из рис. 2.27 *а*, происходит с незначительными отрывами потока от стенок водовода. Формирование неравномерности поля скоростей и давлений обуславливается влиянием пограничного слоя на днище судна, поворота потока в водоводе, косого обтекания статического кожуха вала и локальных изменений геометрии водовода. Анализ распределения линий тока на швартовом режиме (рис. 2.28) показывает, что отрыв потока происходит главным образом у нижней стенки водовода, т.к. проходящие линии тока поворачиваются практически на 180°.



Рисунок 2.28 – Поток жидкости, засасываемой водометным движителем (швартовый режим, *n* = 5500 об/мин)

Результирующие поля неравномерности скоростей и давлений перед рабочим колесом, рассчитанные на скоростном режиме приведены на рис. 2.29. Неравномерность поля скоростей оценивается по распределениям осевой компоненты скорости по сечению перед рабочим колесом (рис. 2.29, а), статического давления (рис. 2.29, б), трехмерной эпюры поля скоростей 2.29 (рис. *в*) И скорости ПО окружности на среднем диаметре (рис. 2.29, г). На скоростных режимах, неравномерность поля скоростей перед рабочим колесом на швартовом режиме достигает 40%, что может приводить к вибрациям лопастей, кавитации и в целом снижает КПД лопастной системы.

Основной проблемой работы ВД на швартовых режимах является кавитации, которая образуется в результате неравномерности потока перед РК и низких областей давления в водоводе в диапазоне 0,1...1 атм. (рис. 2.24, *a*).

Область, занимаемую кавитационными кавернами, можно оценить по распределению объемной доли пара в проточной части ВД. На рис. 2.30

приведено распределение статического давления на засасывающей стороне лопастей и локальный объем, где доля пара α_v > 0,9.



Рисунок 2.29 – Распределение скорости (а, в, г) и давления (б) жидкости перед рабочим колесом

По результатам расчета установлено, что около 80% хорды лопасти занимает кавитационная каверна (рис. 2.30, a), которая ухудшает параметры рабочего процесса ВД. При неправильно спрофилированном водоводе в узких сечениях из-за повышенной скорости потока также возможно возникновение кавитации (рис. 2.30, δ). Кавитация в водоводе является нежелательной и нерасчетной, поэтому ее необходимо устранять за счет перепрофилирования, или снижения расхода жидкости за счет уменьшения площади сопла. На данную проблему также указывают работы некоторых ученых и конструкторов [11, 41].



 Рисунок 2.30 – Образование кавитации при работе ВД (n = 5500 об/мин, T = 278 K):
 а – листовая кавитация на лопастях РК; б – кавитация в водоводе и на лопастях РК;
 в – распределение статического давления в сечениях 1–3;
 г – распределение статического давления в сечениях 1–3;

Течение потока в РК, СА и реактивном сопле, как правило, происходит без кавитации и определяется геометрией ВД и режимами работы лопастного насоса. Исследуемыми параметрами потока в лопастном насосе являются углы

85

атаки и отставания потока на лопастях РК и СА, отрывы от лопастей СА, которые наблюдаются при анализе векторного поля скоростей в межлопаточных каналах (рис. 2.31, 2.32).



Рисунок 2.31 – Поля давлений (а) и скоростей (б) в лопастном насосе

Отставание потока на лопастях СА приводит к остаточной закрутке, которая снижает тягу ВД. Так, например, для данного варианта геометрии ВД

установлено, что на выходе из сопла имеется остаточная закрутка потока (рис. 2.33), которая снижает осевую компоненту скорости и полезную тягу на 2...4%, вследствие отставания потока от спинки лопаток спрямляющего аппарата. Для устранения остаточной закрутки целесообразно увеличить выходной угол лопаток СА на 1...1,5° против направления вращения РК.



Рисунок 2.32 – Векторное поле скоростей в межлопаточных каналах РК и СА: *a* – поле скоростей в лопастном насосе на конических поверхностях; *б* – развернутое поле скоростей в лопастном насосе на средней линии



Рисунок 2.33 – Остаточная закрутка потока в реактивном сопле: *а* – векторное поле по средней линии тока; *б* – тангенциальная закрутка на выходе из сопла

Подробный анализ неравномерности потока на лопастях РК можно провести с использованием графиков распределения давления по спинке и корыту лопатки, скорости потока в окружном и радиальном направлениях за РК. На рис. 2.34, 2.35 показано распределение давления по спинке и корыту лопасти для двух вариантов моделирования – без учета кавитации – первое приближение (*a*) и с учетом кавитации (*б*).



Рисунок 2.34 – Распределение статического давления по спинке и корыту для одной лопасти рабочего колеса: *а* – без учета кавитации; *б* – с учетом кавитации

Результаты моделирования без кавитации показывают, часть спинки лопасти РК находится в зоне отрицательных значений избыточного

88

статического давления (рис. 2.34 *a*), что не проявляется в действительности. Однако, обработка результатов моделирования показывает, что область отрицательных избыточных давлений на спинке лопасти не влияет на результаты вычисления интегральных параметров ВД, такие как $H_{\rm PK}$, $M_{\rm PK}$. Моделирование с учетом кавитации показывает, что на спинке лопасти РК (рис. 2.34, *б*) давление в кавитационной каверне положительное и практически постоянно ($p_i = \text{const}$), что соответствует основным закономерностям реальных течений [48, 63].

Распределение давления по трем лопастям рабочего колеса для данного варианта моделирования показывает, что каждая лопасть РК загружена поразному (отклонение от среднего значения до 30% по осевой силе, рис. 2.35), вследствие чего возникают вибрации и акустический шум.





На рис. 2.36 показано распределение статического давления за РК по окружному направлению на различных радиусах.

С увеличением радиуса окружности увеличивается давление на соответствующей трубке тока за рабочим колесом (рис. 2.36) и, следовательно, увеличивается загрузка лопасти по высоте. Для выравнивания загрузки лопасти по высоте, при ее профилировании может быть применен закон постоянства циркуляции $c_u r = \text{const}$, что позволит увеличить КПД рабочего колеса и снизить неравномерность поля скоростей и давлений за рабочим колесом.



Рисунок 2.36 – Распределение статического давления по окружности за РК: $a - r_i/r = 0,1; \ \delta - r_i/r = 0,5; \ e - r_i/r = 0,9$

Проведенный анализ параметров потока в проточной части ВД позволяет оценить такие характеристики рабочего процесса как неравномерность полей скоростей и давлений, образование кавитационных каверн, наличие отрывов потока от стенок, остаточной закрутки на выходе из сопла и неравномерность усилий, действующих на лопасти РК в процессе работы. Для оценки энергоэффективности ВД необходимо анализировать интегральные характеристики рабочего процесса.

2.4 Анализ интегральных характеристик водометных движителей

2.4.1 Анализ интегральных характеристик лопастных насосов ВД

Эффективность рабочего процесса ВД в значительной степени определяется оптимально подобранными режимами работы лопастного насоса

90

и параметрами водовода и сопла. Поэтому расчет характеристик лопастного насоса при заданных геометрических параметрах проточной части является актуальной задачей проектирования ВД.

Основной характеристикой насосов является зависимость напора от подачи при различных частотах вращения H = f(Q, n) (рис. 2.37). Характеристики насоса представляют в виде: H = f(Q, n = const) где $Q = f(d_j)$; H = f(Q, n = var), $d_j = const$.



Рисунок 2.37 – Характеристики осевых насосов: a - S = 180 мм, S = 140...220 мм; δ – РК переменного шага по оси и радиусу

Зависимости H = f(Q, n=var) (рис. 2.37, *a*) для РК постоянного и переменного шага (S180D130 и S140220D130) при диаметре выходного сечения

сопла $d_j = 130$ мм практически совпадают, следовательно, оба рабочих колеса загружены одинаково и использование переменного шага не привносит положительного эффекта в рабочий процесс ВД. Таким образом, для того чтобы увеличить загрузку рабочего колеса переменного шага необходимо увеличить закрутку лопасти.

Результаты моделирования характеристики РК S180D130_5500 (шнековый насос с шагом S = 180 мм, диаметром выходного сечения сопла $d_j = 130$ мм и частотой вращения n = 5500 об/мин) показали ее монотонный характер изменения в диапазоне подач Q = 100...400 л/с (рис. 2.37, *a*). При малых значениях подачи и высоком напоре, как следует из теории осевых насосов, происходит изменение поведения характеристики вследствие срывов потока со спинок лопастей как представлено на характеристике S180D130_4500.

Результаты моделирования РК ВД с шагом, переменными по оси и радиусу (рис. 2.37, δ), при различных частотах вращения *n* (4500, 5000 и 5500 об/мин) позволяют установить, что вследствие срывов потока со спинок лопастей при объемной подаче $Q < 80 \text{ м}^3$ /с также происходит снижение H_{PK} [7, 35].

Рассчитанные характеристики лопастных насосов позволяют провести их согласование с гидравлической сетью ВД (соплом и водоводом), выбрать необходимый диаметр сопла *d_i* с учетом требований к катеру по тяге и скорости.

Одной из основных характеристик рабочих колес ВД является зависимость потребляемой мощности импеллера от частоты его вращения $N_{\Pi} = f(n)$. По этой характеристике определяется максимальная теоретическая частота вращения импеллера $n_{max} = f(d_j)$ при заданном диаметре сопла d_j [1, 18]. В рассматриваемом случае максимальная частота вращения определяется графоаналитическим методом (рис. 2.38). Ограничением по частоте вращения импеллера является величина располагаемой мощности двигателя и частота вращения вала энергетической установки $n_{\Pi B} = 5500$ об/мин.

При согласовании лопастного насоса с сетью ВД необходимо также принимать во внимание, что располагаемая мощность на РК ограничена характеристикой энергетической установки. Для этого необходимо проводить согласование энергетической установки с РК на основе мощностных характеристик, приведенных на рис. 2.38.



Рисунок 2.38 – Зависимость потребляемой мощности рабочих колес от частоты вращения:

 $I - S = 140...220, d_j = 95; 2 - S = 140...220, d_j = 108; 3 - S = 140...220, d_j = 115; 4 - S = 140...220, d_j = 120; 5 - S = 140...220, d_j = 125; 6 - S = 180, d_j = 135; 7 - S = 140...220, d_j = 150; 8 - располагаемая характеристика двигателя; S - шаг импеллера, мм; d_j - диаметр выходного сечения сопла, мм$

Например, в случае ограничения по располагаемой мощности рабочего колеса в рабочей точке ВД, необходимо увеличить диаметр рабочего колеса (при раскрытии сопла) или уменьшить закрутку лопасти (при необходимости обеспечения больших расходов жидкости).

2.4.2 Анализ интегральных характеристик водометных движителей

Для анализа характеристик рабочего процесса ВД необходимо исследовать интегральные параметры, такие как тягу ВД, КПД лопастного насоса, потребляемую мощность РК. По результатам численного моделирования были рассчитаны интегральные параметры тяги ВД, КПД насоса и потребляемой мощности РК на швартовом режиме от частоты вращения РК (рис. 2.39–2.41).

На рис. 2.39 приведено сравнение расчетных значений тяги ВД с рабочими колесами двух типов и экспериментальными данными измерения тяги ВД на катере Freerider-490C-jet. На расчетном графике \$180D130 видно, что значения

тяги в области кавитирующего течения (когда происходит падение тяги) отклоняется от экспериментальных данных не более 5%. Для более точной корректировки модели необходимо верифицировать модель кавитационного массопереноса.









Рисунок 2.41 – Потребляемая мощность рабочего колеса

Рассчитанные характеристики КПД для вариантов ВД (рис. 2.40) иллюстрируют три варианта возможной зависимости КПД РК от частоты вращения:

1) для рабочего колеса S140220D120 КПД не зависит от частоты вращения, т.е. обтекание лопастей рабочего колеса происходит в автомодельном режиме;

2) у рабочего колеса S140220D130 КПД снижается при уменьшении частоты вращения, что объясняется срывом потока со спинки лопасти РК;

3) у РК S180D130 КПД снижается с увеличением частоты вращения, что объясняется появлением кавитационных каверн на лопастях РК, которые приводят к изменению закрутки потока и, как следствие, полезной работы РК.

Потребляемая мощность РК, начиная с частоты вращения n = 5000 об/мин, отклоняется от кубического закона (рис. 2.41, S180D130), но продолжает увеличиваться, при этом снижается КПД вследствие появления кавитации на лопастях (рис. 2.39, кривая S180D130).

Основным интегральным параметром ВД является зависимость тяги от скорости движения катера и частоты вращения РК $P = f(V_{\kappa}, n)$, которая позволяет определить возможные режимы движения катера. На рис. 2.42 приведены расчетные кривые тяги ВД с оседиагональным РК переменного шага.

Характеристика сопротивления катера $R = f(V_{\kappa})$ была получена с зависимостей [19, 32]. использованием эмпирических Анализ тяговых номинальной характеристик показывает, ЧТО при частоте вращения *n* = 5500 об/мин, установившееся движение катера начинается на скорости $V_{\kappa}^* = 22,5$ м/с (рис. 2.42, *a*).

Учет кавитационного массопереноса при моделировании на швартовых режимах показывает снижение тяги ВД, начиная с n = 4000 об/мин (рис. 2.42, δ). Максимальное значение швартовой тяги ВД определяется с одной стороны увеличением частоты вращения РК, а с другой стороны – увеличением объема кавитационных каверн, которые замедляют рост напорных и расходных характеристик РК, что приводит в конечном счете, к снижению тяги. Швартовая тяга определяет начальное ускорение катера, т.е. влияет на приемистость, поэтому, для более точного прогнозирования данной характеристики необходима верификация численной модели рабочего процесса.

95



Рисунок 2.42 – Тяговые характеристики водометного движителя: *а* – скоростная тяга: → n=3000 → n=4000 → n=5000 → n=6000 → n=4500 → R; *б* – швартовая тяга: → Сучетом кавитации → Без учета кавитации

Полученные зависимости КПД, тяги ВД, потребляемой мощности РК и распределения параметров рабочей жидкости в проточной части ВД соответствуют основным закономерностям теории ВД. Отклонение между расчетными и экспериментальными значениями тяги ВД составляет не более 5%, что говорит об адекватности моделирования рабочего процесса в ANSYS CFX. Однако для получения более точных параметров рабочего процесса ВД

96

необходимо провести верификацию численных моделей на основе данных физических экспериментов.

Выводы по главе 2

Разработана математическая модель течения трехмерного вязкого двухфазного турбулентного потока в сложных профилированных каналах водометных движителей с учетом неравномерности полей скоростей и объема давлений, влияния наличия И газовой фазы. В численном моделировании была применена и настроена модель кавитации Релэя-Плессета, а также использована модель турбулентности k-є.

Разработана трехмерная геометрическая модель ВД, включающая спроектированное, по предложенному методу, рабочее колесо, водовод, спрямляющий аппарат и реактивное сопло. Последнее рабочее колесо имеет проточную часть оседиагонального типа, которая является перспективной для ВД, поскольку в таком РК можно обеспечить более высокие значения напора, при высоком КПД, по сравнению с осевыми РК [38, 47, 61]. Предложенный метод профилирования пространственных лопастей оседиагональных рабочих колес позволяет учитывать кривизну линий тока и равномерно распределить закрутку и работу вдоль продольной оси, что, в конечном счете, обеспечивает максимальный КПД на уровне 89%.

По результатам исследований рабочего процесса ВД установлено, что учет кавитации приводит к уменьшению на 23% абсолютного значения силы упора (по сравнению с идеальным случаем), действующей на РК вследствие образования вращающейся кавитации на засасывающей стороне лопастей, следовательно, тяга ВД на старте падает. Для увеличения тяги ВД на старте и уменьшения объема кавитационных каверн рекомендуется использовать регулируемый водозаборник или сопло с регулируемой площадью.

Исследование статического давления, полного давления и скорости в продольной плоскости ВД на швартовом режиме позволило установить, что на нижней поверхности водовода имеет место область с низким статическим давлением (<10 кПа), что является причиной кавитации при режимах ускорении судна [3]. На нижней стенке водовода также образуется циркуляционная зона, которая увеличивает потери полного давления (12% от скоростного напора) и искажает поток в водоводе, что приводит к неравномерности полей скоростей (<30%) и давлений (<15%) перед РК.

Области кавитации в водоводе и на РК были подробно исследованы и построены распределения статического давления и распределение объемной доли пара по лопастям РК, а также в характерных сечениях проточной части водовода. Результаты моделирования позволили оценить, что около 80% хорды лопасти занимает кавитационная каверна, которая вносит существенные искажения в работу насоса (неравномерность нагрузки лопастей до 30%). Для устранения такой кавитационной каверны рекомендуется применять шнекоосевую геометрию РК.

Рассчитанные характеристики лопастных насосов и ВД в целом на скоростных и швартовых режимах могут быть применены для выработки рекомендаций к изменению режимов работы ВД при изменении геометрии проточной части.

Разработанную математическую модель, которая включает оптимально подобранные геометрические размеры расчетной области, параметры сеточной модели, набор граничных условий, модель турбулентности и кавитации рекомендуется использовать для моделирования интегральных и локальных параметров рабочего процесса полноразмерных водометных движителей.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Экспериментальное исследование рабочего процесса ВД позволяет получить данные, которые будут служить для верификации математической модели рабочего процесса и корректировки эмпирических коэффициентов.

При подготовке к проведению экспериментов необходимо решить ряд задач, направленных на разработку экспериментального стенда, соблюдение требований безопасности и получение достоверных результатов эксперимента:

1) разработка экспериментального стенда испытаний ВД;

2) разработка комплекса мероприятий по обеспечению безопасности и реализации программы проведения испытаний;

3) разработка методики измерения параметров рабочего процесса ВД на скоростных и швартовых режимах работы и расчета ходовых характеристик глиссирующего катера;

4) разработка методики обработки результатов эксперимента;

5) верификация результатов численного моделирования.

Данные физических экспериментов для верификации математической модели получены на базе полноразмерного глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet (изготавливается серийно в г. Уфа ООО НПП «Мастер-Мотор») при участии автора и заимствованы из отчета по испытаниям модельного глиссирующего катера лаборатории Center for Maritime Systems – CMS (США, Нью-Джерси, Хобокен).

3.1 Разработка экспериментального стенда испытаний ВД

3.1.1 Описание объекта исследований

Экспериментальный стенд испытаний ВД разрабатывается в составе ходовой лаборатории на базе полноразмерного катера FreeRider-490C-Jet, изображенного на рис. 3.1 (сертификат соответствия № РОСС RU.MП13.A00168). Изготавливается серийно по ТУ 7441-001-75812789-2005 [24].

Характеристики катера и энергетической установки (ДВС):

- 1) длина × ширина 4,9 × 2,0 м;
- 2) высота борта на миделе 1,08 м;
- 3) масса с силовой установкой 460 кг;
- 4) допустимая высота волны 1,3 м;
- 5) мощность двигателя 140 л.с.;
- 6) максимальная частота вращения приводного вала 5500 об/мин;
- 7) максимальная скорость 80 км/ч;
- 8) крейсерская скорость 70 км/ч;
- 8) расход топлива на крейсерском режиме 0,3 л/км;
- 9) материал корпуса стеклопластик.



Рисунок 3.1 – Глиссирующий катер FreeRider-490C-Jet

Характеристики водометного движителя:

- 1) длина × ширина × высота $0,7 \times 0,35 \times 0,4$ м;
- 2) масса с органами управления 100 кг;
- 3) наружный диаметр рабочего колеса 200 мм;
- 4) диаметр выходного сечения сопла 120 мм;
- 5) материал импеллера 12Х18Н10Т;

7) массовый расход жидкости – 330 кг/с*;

8) напор рабочего колеса – 27,17 м*;

9) максимальная тяга на швартовых – 4,5 кН.

* - на скорости 80 км/ч при частоте вращения импеллера 5500 об/мин.

Для ВД с указанными параметрами проточной части разрабатывается схема препарирования.

3.1.2 Разработка схемы препарирования водометного движителя

Результаты численного моделирования рабочего процесса ВД показывают существенную неравномерность (до 40%) потока в проточной части (рис. 3.2) [1, 2]. Т. е., для получения достоверной информации о рабочем процессе, необходимо замерять параметры потока в различных точках проточной части и проводить осреднение этих параметров.



Рисунок 3.2 – Поля давлений за импеллером (а) и на выходе из сопла (б)

Основные параметры рабочего процесса ВД, которые необходимо получить по результатам испытаний и использовать для верификации математической модели, включают тягу ВД P, массовый расход m, напор H и КПД РК η_{PK} , эпюру выходной скорости $V(r, \varphi)$ и среднюю скорость истечения из сопла V_j . Для того, чтобы получить данные параметры, необходимо измерить поле статического давления перед РК, за РК и на выходе из сопла, а также поле полного давления на выходе из сопла.

С учетом необходимости измерения полей параметров потока и рекомендаций [28] разработана препарированная схема экспериментального стенда ВД (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Схема экспериментального стенда ВД: *а* – расположение контрольных сечений ; *б* – схема подключения к датчикам давления

Перед РК, СА и на выходном цилиндрическом участке сопла по окружности в наружной стенке выполнены по 4 отверстия с шагом 90° с диаметром 2 мм (рис. 3.4), к которым припаяны штуцеры с внутренним диаметром 3 мм. От каждого из штуцеров выведены резиновые трубки на борт

катера, которые, в свою очередь, соединяются с датчиками давления, расположенными на борту катера по схеме, изображенной на рис. 3.3, *б*.



Рисунок 3.4 – Монтажная схема приемников давления

На выходном цилиндрическом участке сопла также установлена система из 4 трубок, расположенных по окружности с шагом 90°, в которых расположены по 5 приемников полного давления (рис. 3.4), которые соединяются с датчиками давления по схеме, изображенной на рис. 3.3 (б). Соответствующие приемники давления на каждой трубке располагаются на пяти концентрических окружностях, делящих выходное сечение сопла на равные по площади концентрические кольца.

Воспроизводимость (повторяемость) режимов работы ВД обеспечивается с помощью измерения частоты вращения вала двигателя и параметров статического давления по датчикам в контрольной группе Б1...Б4. Расположение приемников полного давления на выходе из сопла по концентрическим окружностям равной площади обеспечивает постоянство расходов в каждом приемной трубке.

При выполнении измерений применяются средства измерений и другие технические средства, приведенные в приложении А.

3.2 Разработка методики экспериментальных исследований

Программой экспериментальных исследований предусматривается выполнение следующих работ:

1) тарировка датчиков давления;

2) разработка требований по безопасности и защите окружающей среды;

3) разработка требований по контролю состояния оборудования перед проведением испытаний;

4) разработка программы экспериментальных исследований.

3.2.1 Тарировка датчиков давления

Перед проведением натурных экспериментов необходимо провести тарировку датчиков давления на нагрузочном стенде с эталонным манометром (рис. 3.5). Результаты тарировки приведены в табл. 3.2.

Нагрузка, бар	0,200	0,500	1,000	2,000	4,000
Сигнал, ед	190	470	950	1900	3850
Коэффициент	1,04	1,05	1,05	1,05	1,04
Значение	0,198	0,494	0,998	1,995	4,004

Таблица 3.2 – Результаты калибровки датчика давления



Рисунок 3.5 – Общий вид эталонного нагрузочного стенда

Результаты тарировки показывают, что коэффициент перевода показаний датчика давления меняется в пределах менее <1% от его абсолютной величины k = 1,05 бар/ед., поэтому это значение принимается постоянным, поскольку находится в пределах погрешности измерений датчика.

3.2.2 Разработка требований к безопасности, контролю испытаний и защите окружающей среды

При выполнении измерений соблюдают правила безопасности, установленные нормами безопасности труда на судах речного флота и правилами по безопасности труда при пневмо- и гидроиспытаниях [20, 22, 23].

При подготовке к выполнению испытаний проводят следующие этапы:

1) проверка систем энергоснабжения

- проверка уровня топлива в баках;

- проверка работоспособности двигателя;

- визуальный осмотр двигателя.

2) проверка герметичности систем экспериментального стенда

3) проверка креплений экспериментального оборудования и других вспомогательных систем:

- состояние контактных соединений;

- состояние электроизмерительных приборов;

- состояние крепежа.

При проведении испытаний водометного катера соблюдаются следующие условия:

1) скорость ветра менее 3 м/с;

2) волнение менее 2 баллов;

3) условия окружающей среды:

- давление – 745...765 мм рт. ст.;

- температура воздуха – 5...35°С;

- температура воды – 5...28 °С.

3.2.3 Разработка программы экспериментальных исследований

Комплекс испытаний включает ходовые испытания катера, швартовые и скоростные испытания ВД.

При проведении ходовых испытаний катера и скоростных испытаний ВД выполняются следующие условия:

испытания проводятся на прямолинейном участке реки длиной не менее
 500 м в направлении движения катера по течению реки;

2) на каждом режиме движения (частоте вращения/скорости движения) производится 10 замеров с интервалом 1 с;

 в случае возникновения нештатной ситуации при измерениях необходимо вернуться в исходное положение и повторно провести замеры на данном режиме;

4) масса полезного груза с пассажирами составляет не более 300 кг (не более 3-х пассажиров).

Проведение ходовых испытаний катера позволяет получить данные о дифференте катера и частоте вращения вала ДВС, в зависимости от скорости движения катера. Данные ходовых испытаний заносятся в табл. 3.3-3.4.

Полученные зависимости дифферента и частоты вращения ротора от скорости движения катера используются в качестве исходных данных для проведения численного моделирования рабочего процесса ВД.

Tuosinidu 5.5 Subireninioerb diippepenru kurepu er ekepeerin dbirkenin	Таблица 3.3 – 3	Зависимость	дифферента	катера от	скорости	движения
--	-----------------	-------------	------------	-----------	----------	----------

Скорость катера V_{κ} , км/ч	5	10	15	20	30	40	50	60	70	75
Дифферент α, град	0,3	0,8	1,3	1,7	2,8	3,8	4,3	4,9	5	5

Таблица 3.4 – Зависимость скорости катера от частоты вращения ротора

			-		-		-			-
Скорость катера V _к , км/ч	7	12	18	30	40	50	62	72	80	81
Частота вращения	1000	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
ротора <i>n</i> , об/мин										

После проведения ходовых испытаний катера необходимо приступать к скоростным испытаниям ВД, которые проводятся на максимальной частоте вращения вала ДВС (в данном случае n = 5500 об/мин) при крейсерской скорости движения катера. Данные скоростных испытаний записываются в табл. 3.5–3.8.

Таблица 3.5 – Значения полного давления *р* (кПа) в группах 1 и 2 (*n*=5500 об/мин)

					00/111	···· /				
Время, с	11	12	13	14	15	21	22	23	24	25
1	470	485	505	497	384	554	461	453	447	385
2	498	463	513	486	386	563	463	461	432	384
3	505	471	497	495	372	528	452	446	421	386
4	483	457	505	502	375	534	447	441	428	375
5	490	473	498	485	369	548	458	438	427	377
6	487	462	509	497	391	565	466	439	442	362
7	494	469	502	484	382	552	471	449	435	365
8	489	464	512	495	385	556	469	455	429	372
9	495	472	503	486	373	544	455	451	425	383
10	491	465	510	497	376	546	464	462	431	373

Таблица 3.6 – Значения полного давления *p* (кПа) в группах 3 и 4 (*n* = 5500 об/мин)

Время, с	31	32	33	34	35	41	42	43	44	45
1	522	475	471	491	395	487	447	483	435	378
2	513	463	456	484	403	482	438	475	426	395
3	515	465	442	486	386	479	435	471	423	393
4	526	466	451	473	389	475	442	465	441	386
5	537	473	446	495	392	481	444	481	436	388
6	535	455	452	499	391	485	441	479	429	379
7	533	452	443	503	396	486	435	471	437	376
8	542	459	459	495	389	482	437	473	430	391
9	527	467	454	499	393	486	442	481	437	385
10	524	463	449	492	395	479	440	465	431	381

<u> </u>	i = 550	0 00/ 11		
Время, с	A1	A2	A3	A4
1	104	99	95	114
2	104	101	97	111
3	102	100	94	109
4	105	98	95	110
5	106	102	95	112
6	104	101	94	111
7	105	100	95	112
8	105	99	95	112
9	105	100	96	113
10	105	101	95	113

Таблица 3.7 – Значения статического давления p (кПа) на выходе из сопла (n = 5500 об/мин)

Таблица 3.8 – Значения статического давления p (кПа) перед РК и перед СА (n = 5500 об/мин)

Время, с	Б1	Б2	Б3	Б4	B1	B2	B3	B4
1	220	187	198	226	345	447	515	552
2	217	192	199	222	359	453	527	551
3	219	195	201	225	363	435	522	543
4	224	188	202	223	341	443	534	557
5	224	188	202	224	359	460	512	538
6	222	190	200	224	355	442	514	563
7	222	191	199	225	361	454	525	515
8	223	192	201	224	357	456	520	534
9	222	191	202	225	348	455	524	544
10	223	191	201	225	356	455	515	553

Результаты скоростных испытаний ВД на максимальной частоте вращения вала ДВС при крейсерском режиме движения катера используются для верификации численной модели рабочего процесса только при глиссировании катера. Швартовые режимы работы ВД отличаются от скоростных, во-первых – низкими уровнями статического давления перед РК и, как следствие, кавитацией на лопастях РК и в водоводе, во-вторых – характером неравномерности поля давлений и скоростей перед РК.

При проведении швартовых испытаний ВД выполняются следующие условия:

1) к корме катера за рым-болт крепится один буксировочный трос, с усилием на разрыв не менее 10 т, который другой стороной соединяется с динамометром (рис. 3.6). С другой стороны динамометра также закрепляется трос, соединенный с автомобилем, расположенным на берегу.


Рисунок 3.6 – Общий вид динамометра с рым-болтами для крепления троса

2) Глубина водоема должна быть не менее 1 м, расстояние от берега до кормы катера – не менее 10 м.

3) Вектор тяги ВД направлен от берега в пределах 90±5°.

4) Измерение тяги проводится при пошаговом наборе и сбросе частоты вращения. Результаты измерения швартовой тяги ВД заносятся в табл. 3.9.

Швартовая тяга ВД имеет максимальное значение при определенной частоте вращения импеллера *n*_{крит}, которая определяется из эксперимента. Данная частота вращения является критической для начала кавитации, дальнейшее увеличение которой приводит к снижению швартовой тяги ВД.

Таблица 3.9 – Зависимость тяги ВД на швартовых от частоты вращения ротора

Частота вращения	1000	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
ротора <i>n</i> , об/мин	1000	2000	2500	3000	5500	4000	4300	5000	5500	0000
Показания динамометра	3,7	16,9	22,3	27,1	43,1	53,4	52,3	43,7	36,9	34,4
Тяга ВД <i>Р</i> , кН	0,21	0,97	1,28	1,56	2,48	3,07	3,01	2,51	2,12	1,98

Результаты испытаний ВД на режимах начала кавитации *n* = *n*_{крит} используются для верификации модели рабочего процесса ВД на швартовом режиме по локальным параметрам. Полученные данные заносятся в табл. 3.10 – 3.13.

1				· • · · ·	ľ	(,	1 2		× ·	крит
Время, с	11	12	13	14	15	21	22	23	24	25
1	304	347	355	337	195	297	337	395	337	227
2	287	351	359	318	202	288	343	402	339	231
3	309	359	367	327	208	293	349	406	331	218
4	311	355	371	335	212	290	348	401	329	211
5	315	362	370	329	210	298	341	404	330	206

Таблица 3.10 – Значения полного давления *р* (кПа) в группах 1 и 2 (*n* = *n*_{крит})

Таблица 3.11 – Значение полного давления *р* (кПа) в группах 3 и 4 (*n* = *n*_{крит})

Время, с	31	32	33	34	35	41	42	43	44	45
1	317	276	341	293	217	343	357	367	317	207
2	305	289	347	287	225	328	352	361	315	218
3	312	302	352	295	232	335	351	368	326	216
4	295	295	337	297	219	338	354	375	311	208
5	309	293	342	294	207	347	362	376	314	213

Таблица 3.12 – Значение статического давления р (кПа) на выходе из сопла

		1		
Время, с	A1	A2	A3	A4
1	106	101	105	104
2	104	102	106	105
3	105	99	105	104
4	105	100	105	105
5	105	101	105	106

 $(n = n_{\text{крит}})$

Таблица 3.13 – Значение статического давления перед и за РК (*n* = *n*_{крит})

Время, с	Б1	Б2	Б3	Б4	B1	B2	B3	B4
1	52	27	10	35	197	235	243	227
2	54	29	9	34	185	217	227	219
3	53	29	10	36	188	243	236	224
4	54	28	10	38	192	232	238	230
5	55	28	10	40	193	226	235	228

Полученные по результатам ходовых, швартовых и скоростных испытаний катера параметры рабочего процесса ВД имеют стохастический характер, поэтому необходимо провести обработку этих результатов.

3.3 Разработка методики обработки экспериментальных данных

3.3.1 Первичная обработка экспериментальных данных

При экспериментальном исследовании рабочего процесса ВД производятся измерения физических величин и получают набор данных, требующий статистической обработки для исключения случайных погрешностей, построения зависимостей на основе найденных в результате обработки оценок неизвестных параметров и определения степени достоверности полученных результатов. В данном случае обрабатывается сплошной массив данных. На рис. 3.7 представлены результаты измерений полного давления жидкости на выходе из сопла на крейсерском режиме движения катера.

Предполагается, что распределение экспериментальных данных соответствует нормальному закону распределения случайных величин. Проверка на нормальный закон распределения экспериментальных значений давлений в проточной части ВД осуществляется следующим способом.

При выборке количеством точек менее 120 проверка осуществляется с помощью среднего абсолютного отклонения (САО) по формуле:

$$CAO = \frac{\sum \left| x_i - \overline{x} \right|}{n} , \qquad (3.1)$$

где *n* – объём выборки; *x* – среднее выборки:

$$\overline{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_{i}}{n} \quad (3.2)$$

Гипотеза нормальности распределение подтверждается, если

$$\left|\frac{\text{CAO}}{\overline{S}} - 0,7979\right| < \frac{0.4}{\sqrt{n}} \,, \tag{3.3}$$

где *S* – среднее квадратичное отклонение, которое определяется по следующей формуле:

$$\overline{S} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i}^{n} \left(x_{i} - \overline{x}\right)^{2}} .$$
(3.4)



Рисунок 3.7 – Результаты измерений полного давления на выходе из сопла

По формуле (3.2) среднее выборки составляет:

(3.5)

Среднее абсолютное отклонение по (3.1) составляет:

$$CAO = 0,128$$
кПа. (3.6)

Среднее квадратичное отклонение определяется по формуле (3.4):

$$S = 0,146 \text{ } \text{\kappa} \Pi a.$$
 (3.7)

Тогда левая часть уравнения (3.3) равна (пусть этот параметр будет L_1):

$$L_1 = \left| \frac{0.128}{0.146} - 0.7979 \right| = 0.0788.$$
 (3.8)

Правая часть уравнения (4.3) равна (параметр L_2):

$$L_1 = \frac{0.4}{\sqrt{10}} = 0.126.$$
 (3.9)

Параметр $L_1 < L_2$, следовательно, условие (3.3) выполняется, и распределение соответствует нормальному закону.

Результаты обработки экспериментальных данных по приведенной методике заносятся в табл. 3.14, 3.15.

Режим	Статическое давление р (кПа) в группах А – В											
T CARINA	A1	A2	A3	A4	Б1	Б2	Б3	Б4	B1	B2	B3	B4
Vк=23 м/с, <i>n</i> =5500 об/мин	103	99	96	108	232	195	243	248	388	392	452	478
Vк=0 м/с, n = n _{крит}	105	100	104	105	52	35	10	40	221	278	261	254

Таблица 3.14 – Результаты первичной обработки данных статического давления

1 аолица 3.15 – Результаты первичнои обработки данных полного давлени

Режим		Полное давление <i>р</i> (кПа) в группах 11 – 45								
T CARIN	11	12	13	14	15	21	22	23	24	25
Vк=23 м/с, <i>n</i> =5500 об/мин	495	511	527	481	348	527	535	489	462	365
Vк=0 м/с, n = n _{крит}	395	353	335	340	227	390	405	375	350	211
Режим	Полное давление <i>р</i> (кПа) в группах 11 – 45									
ТСЖини	31	32	33	34	35	41	42	43	44	45
<i>V</i> к=23 м/с,	523	171	170	155	270	195	180	103	420	212
<i>n</i> =5500 об/мин	525	4/1	470	433	570	403	400	475	420	515

Полученные в результате эксперимента данные позволяют рассчитать интегральные характеристики ВД и провести их сравнение с результатами численного моделирования.

3.3.2 Расчет интегральных характеристик рабочего процесса ВД

Интегральные характеристики ВД определяются на основе среднестатистических параметров полного и статического давления по тракту. Результаты испытаний ВД представляют в виде эпюр скорости на срезе сопла, тяговых характеристик ВД и напорных характеристик РК.

Расчет тяги ВД

1) Тяга водометного движителя определяется выражением:

$$P = m \cdot (V_j - V_\kappa). \tag{3.10}$$

2) Средняя скорость V_{ji} в каждом секторе замера полного давления:

$$V_{cp}^{i} = \sqrt{\frac{p_{i}^{*} - p_{i}}{\rho g}}.$$
 (3.11)

3) Массовый расход в каждом секторе замера:

$$m_i = \rho V_{cp}^i \cdot A_i \,. \tag{3.12}$$

4) Площадь сектора для каждой трубки определяется выражением:

$$A_{i} = \pi \cdot \left[\left(\frac{r_{i} + r_{i+1}}{2} \right)^{2} - \left(\frac{r_{i} + r_{i-1}}{2} \right)^{2} \right].$$
(3.13)

5) Массовый расход через ВД определяется как сумма:

$$m = \Sigma m_i \,. \tag{3.14}$$

6) Средняя скорость истечения жидкости из сопла:

$$V_j = \frac{m}{\rho \cdot A_j}.$$
(3.15)

Данные статического давления в сечениях '3' и '4' используются для расчета характеристик РК.

7) Полное давление на входе в РК составляет:

$$p_3^* = p_3 + \frac{\rho V_3^2}{2}. \tag{3.16}$$

8) Полное давление на выходе из РК составляет:

$$p_4^* = p_4 + \frac{\rho V_4^2}{2}. \tag{3.17}$$

9) Напор рабочего колеса составляет:

$$H_{PK} = \frac{p_4^* - p_3^*}{\rho g}.$$
 (3.18)

10) КПД РК составляет:

$$\eta_{PK} = \frac{\rho g H_{PK} Q}{N_{n}}.$$
(3.19)

Результаты расчета интегральных параметров ВД заносятся в табл. 3.16.

Таблица 3.16 – Результаты расчета интегральных параметров ВД

	Режим	и ВД
Параметр ВД	<i>V</i> к=23 м/с,	<i>V</i> к=0 м/с,
	<i>n</i> =5500 об/мин	$n = n_{ m крит}$
Тяга <i>Р</i> , кН	4,7	4,9
Массовый расход <i>m</i> , кг/с	341	249
Полное давление в сечении '3' p_3^* ,	290	80
кПа	290	00
Полное давление в сечении '4' p_4^* ,	507	344
кПа	507	511
Полное давление в сечении 'j' p_j^* ,	457	301
кПа	157	501
Напор РК <i>Н</i> , м	23,14	26,9
Статическое давление в сечении '3'	186	28
<i>р</i> ₃ , кПа	100	_0
Статическое давление в сечении '4'	369	200
<i>p</i> 4, кПа		200
Статическое давление в сечении 'j'	101	102
<i>р</i> _{<i>j</i>} , кПа	101	10-
Коэффициент восстановления	0.92	0.96
полного давления в водоводе σ_{1-2}		-,
Коэффициент восстановления	0.90	0.88
полного давления в сопле σ_{4-j}	- , / V	-,
Потребляемая мощность РК	98	91
<i>N</i> п, кВт		
КПД РК $\eta_{\rm PK}$	0,79	0,72

После обработки результатов физических экспериментов проводится верификация результатов численного моделирования на основе сравнения локальных и интегральных параметров рабочего процесса ВД.

3.4 Сравнение результатов физических экспериментов и численного моделирования

3.4.1 Сравнение результатов моделирования и экспериментального исследования модельного глиссирующего катера лаборатории Center for Maritime Systems

На основе данных физического эксперимента модельного глиссирующего катера лаборатории Center for Maritime Systems (CMS) [71] проводится сравнение результатов численного моделирования и физического эксперимента.

Параметры модельного глиссирующего катера:

1) длина х ширина – 950х305 мм;

2) водовод: $l_{\text{вз}} = 174$ мм, b = 76 мм; $h_{\text{вд}} = 63$ мм; $d_{3\text{н}} = 76$ мм; $l_{\text{вд}} = 200$ мм;

3) рабочее колесо (ГВ четырехлопастной): $d_{3B} = 20$ мм; $d_{PK} = 75$ мм; ГВ постоянного шага, S = 75 мм.

Подробное исследование рабочего процесса ВД в данном отчете приведено для скоростного режима со следующими параметрами:

1) угол атаки глиссирующей поверхности $\alpha = 9^{\circ}$;

2) скорость движения катера $V_{\rm k} = 2,44$ м/с;

3) частота вращения ГВ n = 5250 об/мин;

4) нормальные атмосферные условия: $p_0 = 101325 \text{ Па}, T_0 = 288 \text{ K};$

5) выброс жидкости происходит в воздух.

Геометрическая 3D-модель проточной части для данной задачи строится с учетом рекомендаций к расположению границ и параметрам сетки, полученных в предыдущей главе в п/п. 2.2.2 и 2.2.3. Общий вид проточной части и расчетной сетки исследуемого объекта приведен на рис. 3.8.

Моделирование рабочего процесса ВД проводится с использованием рекомендаций, полученных в главе 2. Результаты моделирования поля скоростей за рабочим колесом приведены на рис. 3.9, где указано расчетное сечение '4', в котором замеряется эпюра осевой компоненты скорости.



б)

в)

Рисунок 3.8 – Геометрические (а) и сеточные модели (б, в) проточной части ВД

По данным физического эксперимента в отчете сравнение поля скоростей с результатами физического эксперимента в отчете лаборатории CMS известны интегральные параметры рабочего процесса и эпюра осевой компоненты скорости за РК. Сравнение эпюры осевой скорости приведено на рис. 3.10, а интегральных параметров – в табл. 3.17 с указанием значений расхождения между экспериментом и моделированием.

Сравнение локальных параметров скорости в соответственных точках эпюры показывает, что максимальное расхождение между физическим экспериментом и моделированием составляет 44% при r/R = 0.8.

Анализ интегральных параметров ВД показывает, что при моделировании получаются несколько завышенные параметры, чем получены в эксперименте. Максимальное расхождение (16,74 %) наблюдается для момента на рабочем колесе М_{РК}. Расхождение интегральных параметров объясняется неточным

моделированием поля скоростей и, соответственно давлений, в проточной части данного ВД. Для повышения точности расчетов необходимо провести корректировку модели турбулентности k-е и рассмотреть варианты расчетов с другими моделями, учитывающими анизотропию напряжений в пограничном слое.



Рисунок 3.9 – Векторное поле скоростей в проточной части ВД модельного катера



Рисунок 3.10 – Сравнение эпюр скоростей за РК в сечении '4'

	·		p				
Параметр	Р,	$M_{ m PK}$,	V_j ,	Q,	$\eta_{p\kappa}$	K_Q	K_H
	Н	Н∙м	м/с	л/с			
Эксперимент	51,93	0,70	4,85	22,10	0,646	0,566	0,251
Моделирование	58,04	0,82	5,45	24,28	0,711	0,585	0,283
Расхождение, %	11,76	16,74	12,46	9,85	10,09	3,31	12,88

Таблица 3.17 – Сравнение интегральных параметров ВД

3.4.2 Сравнение результатов моделирования и экспериментального исследования полноразмерного глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet

Обработка данных численного моделирования и физического эксперимента позволяет провести сравнение интегральных и локальных параметров рабочего, приведенных на рис. 3.11 – 3.13.





Сравнение результатов моделирования швартовой тяги с экспериментальными данными показывает, ЧТО максимальное значение швартовой тяги (3,15 кН) в эксперименте оказывается выше на 13%, чем в численном моделировании (2,74 кН). Такое расхождение связано с тем, что в численной модели кавитации значения коэффициентов парообразования и конденсации неизвестны, и приняты соответственно $C_e = 0,01, C_c = 50,$ согласно Для рекомендациям [48]. снижения расхождения моделирования И эксперимента необходимо провести корректировку данных коэффициентов.

Сравнение положения рабочих точек на скоростной характеристике ВД (рис. 3.12) показывает, что погрешность между результатами моделирования и экспериментом составляет не более 2,5%: экспериментальное значение

скорости катера составляет $V_{\kappa} = 23$ м/с, а по результатам численного моделирования – 22,5 м/с. Погрешность по расчету скоростной тяги находится в пределах 2,5%. Наибольшая погрешность моделирования проявляется при сравнении локальных скорости в выходном сечении сопла – 15 % (рис. 3.13).



Рисунок 3.12 – Точки, характеризующие установившееся движение катера

Погрешность моделирования поля скоростей на выходе из сопла связана с допущениями в модели турбулентности: коэффициент кинетической энергии турбулентности k, константа диссипации турбулентной энергии C_{μ} и скорость рассеяния турбулентной энергии ε принимались стандартными для k- ε модели турбулентности. Поскольку эти коэффициенты зависят от свойств рабочей жидкости, числа Рейнольдса Re и безразмерного расстояния до стенки $y^* = y/r$ их необходимо скорректировать, либо использовать другие модели турбулентности.

Эпюры скоростей приведены в вертикальной (рис. 3.13, *a*) и горизонтальной продольных плоскостях реактивного сопла (рис. 3.13, *б*) ВД для каждого режима. При сравнении эпюр выходной скорости из сопла, полученных в эксперименте и в моделировании, установлено, что максимальное расхождение составляет не более 15% на оси ВД. Таким образом, расхождение в скоростной тяге ВД, полученной экспериментально и численно, объясняется локальными расхождениями в эпюре относительной скорости в выходном сечении сопла (рис. 3.13).



Рисунок 3.13 – Эпюры относительной скорости на выходе из сопла на скоростном режиме *V* κ = 23 м/с, *n* = 5500 об/мин: *a* – эпюра в вертикальной плоскости; *б* – эпюра в горизонтальной плоскости

Проведенное сравнение результатов моделирования и физических экспериментов показывает, что в математической модели рабочего процесса ВД необходимо скорректировать модели турбулентности и кавитации.

Выводы по главе 3

Разработана схема экспериментального стенда испытаний ВД, использование которой позволяет получить информацию о характеристиках рабочего процесса ВД. Разработан комплекс мероприятий по безопасности и контролю проведения испытаний, а также методика испытаний.

121

Проведены измерения ходовых характеристик глиссирующего катера и параметров рабочего процесса ВД на скоростных и швартовых режимах работы. Разработана методика статистической обработки результатов экспериментов, по которой получены интегральные параметры рабочего процесса.

Верификация результатов численного моделирования с данными физических экспериментов показывает, что погрешность расчета ТЯГИ скоростной тяги ВД составляет 2,5%, при этом расхождение поля скоростей на 15%. выходе ИЗ сопла доходит ДО Таким образом, погрешность В моделировании поля скоростей приводит к расхождению по скоростной тяге. швартовых режимах расчетное значение тяги ВД отличается Ha OT экспериментального на 13%, такое расхождение обуславливается неточным моделированием образования паровой кавитации.

Проведенное сравнение данных физических экспериментов и численного моделирования показывает, что использование стандартных моделей турбулентности и кавитации, предлагаемых в программных комплексах не позволяет получать точные данные о рабочем процессе без дальнейшей верификации данных моделей. Следовательно, по результатам эксперимента необходимо определить неизвестные коэффициенты в модели кавитации – конденсации C_c и парообразования C_v . В моделях турбулетности необходимо верифицировать результаты расчета с использованием различных моделей – двухпараметрических (k- ω SST, k- ε) и с нелинейными членами в напряжениях Рейнольдса (RNG k-є, EARSM-WJ, LRR RS), провести обоснование и рекомендации к использованию данных моделей на различных режимах работыВД – скоростных и швартовых.

122

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей маломерных судов направлена на повышение качества проектирования и снижение объемов доводочных испытаний. Методика позволяет проводить моделирование ВД глиссирующих катеров с осевыми и оседиагональными насосами, входными устройствами статического напора и реактивными соплами наружного поджатия с выбросом струи в воздух.

Разработка методики моделирования включает следующие этапы:

- 1. Выбор и обоснование конструктивно-компоновочной схемы ВД.
- 2. Разработка методики построения 3D-модели ВД по исходным данным.
- 3. Анализ существующих математических моделей рабочего процесса.
- 4. Разработка математической модели рабочего процесса.

5. Отладка математической модели рабочего процесса.

6. Численное моделирование и анализ результатов.

7. Экспериментальное исследование характеристик ВД, анализ результатов испытаний других авторов.

8. Верификация математической модели по результатам испытаний.

9. Разработка методики расчета интегральных характеристик ВД по результатам численного моделирования и выработка практических рекомендаций.

4.1 Верификация математической модели по результатам физических экспериментов

Верификация математической модели рабочего процесса предполагает сравнение результатов численного моделирования с результатами физических экспериментов и выработку рекомендаций к ее уточнению. Методика верификации приведена на рис. 4.1.



Рисунок 4.1 – Верификация математической модели рабочего процесса ВД

Математическая модель рабочего процесса ВД имеет ряд допущений, основные из которых заложены в сеточных моделях, модели турбулентности, коэффициентах модели кавитации, взаимодействии областей «ротор – статор», стационарности или нестационарности потока. Целью верификации является обоснование и уточнение данных допущений.

В главе были определены оптимальные размеры границ расчетной области и параметры сеточных моделей, поэтому на основе полученных рекомендаций проводится верификации моделей турбулентности кавитации. Согласно рекомендациям некоторых исследований [36, 61], для безотрывных течений целесообразно использовать модель турбулентности *k*-ε, а для закрученных течений – SST. В частности, течение в сопле имеет простую структуру с формированием пограничного слоя, а в рабочем колесе и водоводе течение имеет отрывы от стенок, циркуляционные зоны и повороты потока. В работе [44] показано, что для закрученных сечений целесообразно использовать модели напряжений Рейнольдса (Reynolds Stress – RS), в частности LRR RS.

В таблицах 4.1–4.3 приведены параметры моделей турбулентности k- ε , SST и LRR RS.

1		nunanua waahhuu		
	таолица 4.1 – Эмпи	рические коэффиц	иснты в модели	туроулентности к-
	,	I I I I I		21 2

Параметр	C_{μ}	σ_k	σ_{ϵ}	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
Значение	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

Таблица 4.2 – Эмпирические коэффициенты в модели турбулентности SST

Параметр	α	β	β*	σ	σ*
Значение	5/9	3/40	9/100	1/2	1/2

Параметр	$C_{\mu RS}$	$\sigma_{\epsilon RS}$	C_{S}	$\mathcal{C}_{\mathcal{E}}$	$c_{\epsilon 1}$	$c_{\epsilon 2}$
Значение	0,1152	1,1	0,22	0,18	1,45	1,9

продолжение таблицы 4.3

Параметр	C_{sl}	C_{s2}	C_{rl}	C_{r2}	C_{r3}	C_{r4}	C_{r5}
Значение	1,8	0	0	0,8	0	0,6	0,6

На рис. 4.2 показано сравнение зависимостей КПД рабочего колеса от массового расхода жидкости, полученных с использованием различных моделей турбулентности, с экспериментальными данными.



Рисунок 4.2 – Сравнение расчетных и экспериментальных значений КПД РК

Численное моделирование с использованием различных моделей турбулентности показывает, что наименьшую погрешность при расчете интегральных параметров рабочего процесса ВД дает модель SST.

На рис. 4.3 приведены результаты моделирования эпюры скоростей на выходе из сопла ВД модельного катера (лаборатория CMS) и проведено сравнение с эпюрой, полученной в физическом эксперименте. Сравнение эпюр скоростей в соответственных точках показывает, что наиболее близкие физическому результаты эксперименту позволяет получить К модель турбулентности SST, модель LRR RS требует на 50% больше времени расчета, чем SST, при этом результаты моделирования незначительно отличаются от SST, а модель турбулентности k-є не позволяет получить близких к эксперименту результатов. Моделирование физическому эпюры осевой скорости из сопла ВД катера FreeRider-490C-Jet (рис. 4.4) позволило снизить расхождение с физическим экспериментом до 3 %.

Заключительным этапом верификации является уточнение модели кавитации. В табл. 4.4 приведены уточненные коэффициенты, заложенные в модель кавитации Рэлея-Плессета. Данные коэффициенты характеризуют

начальный диаметр пузырька, скорость его роста и конденсации, начальную концентрацию пузырьков воздуха в воде в диапазоне температур 5...40 °C.



Рисунок 4.3 – Эпюры выходной скорости из сопла ВД модельного катера CMS: *а* – вертикальная эпюра; *б* – горизонтальная эпюра



Рисунок 4.4 – Эпюра выходной скорости из сопла ВД катера FreeRider-490C-Jet

Параметр	C _c	C _e	d_b	r_f
Значение	0,01	50	2 мкм	0,25

Таблица 4.4 – Эмпирические коэффициенты в модели кавитации Рэлея-Плессета

Зависимости швартовой тяги ВД, полученные по результатам численного моделирования с уточненной моделью кавитации и физического эксперимента приведены на рис. 4.5.



Рисунок 4.5 – Сравнение тяговых характеристик ВД катера FreeRider-490С-Jet

Верификация моделей турбулентности и кавитации позволила снизить погрешность по расчету швартовой тяги с 13 до 2,5%, а по эпюре выходной скорости из реактивного сопла – с 15 до 3%.

По уточненной математической модели рабочего процесса ВД решается задача моделирования нестационарных течений в проточной части ВД. В качестве начальных условий для данной задачи используются распределения локальных параметров потока, полученные при решении квазистационарной задачи. Объектом исследования нестационарных процессов является ВД глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet с PK *S*=180 мм, $d_j = 130$ мм, частота вращения ротора n = 5500 об/мин. Результаты моделирования нестационарной задачи приведены в приложении Б.

Моделирование нестационарных показывает, что амплитуда колебаний момента сил $M_{\rm PK}$ и упора $P_{\rm PK}$ на швартовых режимах достигает 25%, а на скоростных режимах находится в пределах 5%. Причинами возникновения

нестационарных течения в проточной части ВД являются: отрыв потока от стенок водовода; неравномерное поле скоростей на входе в РК; взаимодействие лопаточных венцов ротора и статора; кавитационные каверны, объем и расположение которых постоянно меняется.

Таким образом, уточненная математическая модель рабочего процесса ВД может использоваться в программных комплексах, таких как ANSYS CFX, для моделирования течений с учетом кавитации и турбулентности в ВД статического напора, а также объектах, схожих по рабочему процессу: осевых и шнековых насосах, перекачивающих воду, ВД с входным устройством полного напора. При этом, погрешность результатов численного моделирования по сравнению с физическим экспериментом, как показали результаты исследований, составляет не более 3%.

4.2 Идентификация характеристик водометных движителей

На начальном этапе проектирования ВД, количество исходных данных, как правило, минимально. В частности, отсутствуют обобщенные характеристики рабочего процесса, связанные с геометрическими параметрами проточной части. Основными из таких характеристик являются тяга ВД, КПД, напор и подача рабочего колеса в зависимости от частоты вращения приводного вала. Данные характеристики имеют оптимальные диапазоны режимов, которые целесообразно закладывать при проектировании.

Характеристики рабочего процесса ВД не поддаются точному аналитическому описанию ввиду сложности протекающих процессов, однако они могут быть представлены в виде обобщенных законов с эмпирическими коэффициентами, причем вид закона основывается на исходных теоретических предпосылках – теории лопастных гидронасосов и теории ВД [6, 10, 26, 27, 61]. Эти неизвестные коэффициенты могут быть определены с использованием данных физического эксперимента, а порядок нахождения таких коэффициентов представляет собой идентификацию характеристик рабочего процесса ВД. Схема идентификации характеристик рабочего процесса ВД приведена на рис. 4.6.

129

4.2.1 Идентификация характеристик лопастных насосов ВД

Характеристики рабочих колес ВД по сравнению с лопастными гидронасосами имеют ряд особенностей, таких как наличие кавитации и неравномерности поля скоростей и давлений на входе.

КПД лопастного насоса определяется по следующей формуле:

$$\eta_{\rm H} = \eta_{\rm r} \cdot \eta_{\rm of} \cdot \eta_{\rm M}, \qquad (4.1)$$

где η_г – гидравлический КПД решетки; η_{об} – объемный КПД; η_м – механический КПД.

Утечки в проточную часть в оседиагональных насосах пренебрежимо малы, поэтому объемный КПД можно принять η_{об} =100%. Механический КПД, как правило, составляет η_м=99%. Основные потери в лопастном насосе характеризуются величиной гидравлического КПД η_г.

Гидравлический, объемный и механический КПД соответственно выражаются формулами:

$$\eta_{\rm r} = 1 - \frac{\Delta H}{H_{\rm r}} = \frac{H}{H_{\rm r}}; \tag{4.2}$$

$$\eta_{00} = 1 - \frac{q_{00}}{Q_{T}} = \frac{Q}{Q_{T}};$$
(4.3)

$$\eta_{M} = 1 - \frac{\Delta N_{M}}{N} = \frac{N_{M}}{N}.$$
(4.4)

Для дальнейших рассуждений обратимся к теории подобия. Течения в лопастной системе являются подобными, если соблюдается подобие скоростей и линейных размеров:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{u_1}{u_2};$$

$$K_l = \frac{l_{\rm H}}{l_{\rm M}} = \frac{D_{\rm H}}{D_{\rm M}}.$$
(4.5)

Для полного подобия лопастных насосов необходима идентичность всех безразмерных скоростей, подач и напоров. Отношение скоростей потока:

$$\frac{u_{\rm H}}{u_{\rm M}} = \frac{\omega_{\rm H} \cdot r_{\rm H}}{\omega_{\rm M} \cdot r_{\rm M}} = K_{\rm I} \cdot \frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}}.$$
(4.6)



Рисунок 4.6 – Блок-схема идентификации характеристик водометных движителей

132

Отношение подач, напоров и мощностей, соответственно:

$$\frac{Q_{_{\text{T.H}}}}{Q_{_{\text{T.M}}}} = \frac{v_{_{\text{H}}} \cdot A_{_{\text{H}}}}{v_{_{\text{M}}} \cdot A_{_{\text{M}}}} = \frac{v_{_{\text{H}}} \cdot D_{_{\text{H}}}^{^{2}}}{v_{_{\text{M}}} \cdot D_{_{\text{M}}}^{^{2}}} = K_{_{l}}^{^{3}} \cdot \frac{n_{_{\text{H}}}}{n_{_{\text{M}}}}; \qquad (4.7)$$

$$\frac{H_{_{\text{T.H}}}}{H_{_{\text{T.M}}}} = \frac{v_{_{\text{H}}}^2}{v_{_{\text{M}}}^2} = K_l^2 \cdot \left(\frac{n_{_{\text{H}}}}{n_{_{\text{M}}}}\right)^2; \qquad (4.8)$$

$$\frac{N_{\text{\tiny T.H}}}{N_{\text{\tiny T.M}}} = \frac{\rho g \cdot Q_{\text{\tiny H}} \cdot H_{\text{\tiny H}}}{\rho g \cdot Q_{\text{\tiny M}} \cdot H_{\text{\tiny M}}} = K_l^5 \cdot \left(\frac{n_{\text{\tiny H}}}{n_{\text{\tiny M}}}\right)^3.$$
(4.9)

Из условия подобия насосов:

$$\frac{Q_{\rm H}}{(n_{\rm c} \cdot D^{3})_{\rm H}} = \frac{Q_{\rm M}}{(n_{\rm c} \cdot D^{3})_{\rm M}} = const = K_{\rm Q} = \frac{Q}{(n_{\rm c} \cdot D^{3})};$$
(4.10)

$$\frac{H_{_{H}}}{(n_{_{c}}^{^{2}} \cdot D^{^{2}})_{_{H}}} = \frac{H_{_{M}}}{(n_{_{c}}^{^{2}} \cdot D^{^{2}})_{_{M}}} = const = K_{_{H}} = \frac{H}{(n_{_{c}}^{^{2}} \cdot D^{^{2}})};$$
(4.11)

$$\frac{N_{_{\rm H}}}{(n_{_c}^3 \cdot D^5)_{_{_{H}}}} = \frac{N_{_{_{M}}}}{(n_{_c}^3 \cdot D^5)_{_{_{M}}}} = const = K_{_{N}} = \frac{N}{(n_{_c}^3 \cdot D^5)}.$$
(4.12)

Коэффициент быстроходности рабочего колеса:

$$n_{s} = \frac{3.65n_{c} \cdot \sqrt{Q_{PK}}}{H_{PK}^{3/4}}.$$
(4.13)

На рис. 4.7 приведены полученные на основе теории подобия характеристики лопастного оседиагонального насоса в безразмерной форме.



Анализ характеристик РК (рис. 4.7) показывает, что с увеличением диаметра сопла d_j происходит увеличение расхода жидкости Q и снижение

напора H, при этом в расчетной точке, где $K_Q = 1$ незначительное изменение d_j позволит сохранить КПД РК на максимальном уровне. Полученные характеристики могут использоваться для оценки влияния геометрических параметров ВД на интегральные характеристики.

Погрешность между эмпирическими характеристиками и физическим экспериментом составляет не более 5%, т.е. данные характеристики могут использоваться на начальном этапе проектирования лопастного насоса ВД.

4.2.2 Идентификация тяговых характеристик ВД

Полная тяга ВД определяется выражением

$$P = \rho \cdot Q \cdot \left(V_j - \varepsilon V_{\kappa} \right). \tag{4.14}$$

Напор РК, необходимый для создания тяги составляет:

$$H_{\rm PK} = K \cdot \frac{V_j^2}{2g} + h_{\rm BA} - \frac{\beta \cdot V_{\kappa}^2}{2g}.$$
 (4.15)

Мощность, потребляемая ВД:

$$N_{\pi} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_{PK} \cdot Q}{\eta_{\mu}} = \frac{P \cdot V_{\kappa}}{\eta_{\mu}}$$
(4.16)

В общем виде КПД водометного движителя представляют в виде следующей зависимости:

$$\eta_p = \eta_j \cdot \eta_{\rm H}, \qquad (4.17)$$

где η_{*i*} - КПД реактивной струи; η_н – КПД лопастного насоса.

Согласно определению, КПД реактивной струи показывает эффективность преобразования энергии давления, созданной насосом, в энергию движения:

$$\eta_{j} = \frac{P \cdot V_{\kappa}}{\rho g H_{\rm PK} Q} = \frac{\rho \cdot Q \cdot V_{\kappa}^{2} \cdot (\overline{V_{j}} - \varepsilon)}{\rho g H_{\rm PK} Q} = \frac{V_{\kappa}^{2} \cdot (\overline{V_{j}} - \varepsilon)}{g H_{\rm PK}}.$$
(4.18)

Пренебрегая высотой подъема струи жидкости можно записать:

$$\eta_{j} = \frac{2 \cdot (\overline{V_{j}} - \varepsilon)}{\overline{V_{j}^{2}} \cdot (1 + \xi_{\mathrm{Tp}}) - [1 - \xi_{\mathrm{BX}}(V_{2})]}, \qquad (4.19)$$

где $\xi_{\text{вx}}(V_2)$ – коэффициент гидравлических потерь во входном устройстве, зависящий от ряда параметров (рис. 4.8); $\beta = 1 - \xi_{\text{вx}}(V_2)$.



Рисунок 4.8 – Коэффициент гидравлических потерь на входе в ВД [15]

Условие максимума КПД реактивной струи:

$$\frac{d\eta_{j}}{d\overline{V}_{j}} = 0 \Longrightarrow \eta_{j\max} = \frac{1}{(1 + \xi_{TP})\overline{V}_{jopt}}.$$
(4.20)

Оптимальное соотношение скоростей в сопле составляет:

$$\overline{V}_{j opt} = 1 + \sqrt{\frac{\xi_{\scriptscriptstyle BX} \cdot \overline{V_s} + \xi_{\scriptscriptstyle Tp}}{(1 + \xi_{\scriptscriptstyle Tp})}}.$$
(4.21)

Результаты расчета КПД реактивной струи по приведенным выше формулам показаны на рис. 4.9.



На основе оптимального соотношения скоростей в сопле и КПД струи можно рассчитать оптимальный напор и расход для заданной тяги ВД:

$$H_{PK opt} = \frac{V_{\kappa}^{2} \cdot (1 + \xi_{TP}) \cdot \overline{V}_{j_{opt}} (1 - \xi_{BX})}{g}; \qquad (4.22)$$

$$Q_{opt} = \frac{P}{\rho V_{\kappa} \cdot (\overline{V}_{j_{opt}} - 1)}.$$
(4.23)

Задаваясь определенными значениями V_{κ} рассчитываются Q и H_{PK} , на основе которых определяется тяга ВД на режимах, отличающихся от расчетного значения (рис. 4.10).



Представленный алгоритм расчета тяги ВД хорошо согласуется с результатами численного моделирования и физического эксперимента (погрешность до 5%), поэтому может быть использован на стадии начального проектирования ВД.

4.3 Формирование методики проектирования водометного движителя

4.3.1 Определение основных параметров водометного движителя

Методика проектирования ВД начинается с определения основных геометрических параметров проточной части и лопастного насоса.

1. Выбор конструктивно-компоновочной схемы ВД:

конструктивно-компоновочная схема ВД с входным устройством статического напора, соплом наружного поджатия, выбросом струи жидкости в воздух и рабочим колесом оседиагонального типа.

2. Сопротивление движению катера:

сопротивление катера рассчитывается по методике, описанной в [32]. Результаты расчета приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5 – Сопротивление движению катера

<i>V</i> _к , м/с	3	5	10	15	18	20	23	25	30
<i>R</i> , кН	0,35	0,78	1,67	1,43	1,82	2,26	2,60	3,00	3,59

3. Определение скорости движения катера

Скорость движения катера определяется из технического задания $V_{\kappa} = 23$ м/с.

Предполагается, что сопротивление движению катера *R* пропорционально квадрату скорости:

$$P = aV_{\kappa}^2, \tag{4.24}$$

откуда коэффициент сопротивления

$$a = \frac{P}{V_{\kappa}^2} = \frac{2600}{23^2} = 4,91 \text{ K}\Gamma/\text{M}.$$
(4.25)

4. Определение оптимальной степени повышения скорости в сопле ВД:

$$q = \frac{V_j}{V_{\kappa}}; \tag{4.26}$$

$$q_{opt} = \varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - \beta / K}, \qquad (4.27)$$

где $\varepsilon = V_1/V_{\kappa}$ – коэффициент влияния пограничного слоя; β – коэффициент потерь скоростного напора; *К* – коэффициент гидравлических потерь в проточной части ВД.

Коэффициент попутного потока є зависит от числа Фруда Fr, геометрии обводов корпуса, шероховатости стенок днища судна и др. факторов. По результатам численного моделирования получены обобщенные характеристики коэффициента є от числа Fr (рис. 4.11).

Число Фруда Fr на режиме глиссирования:

$$Fr = \frac{V_{\kappa}}{\sqrt{g \cdot \sqrt[3]{V}}}, \qquad (4.28)$$

где V – объем водоизмещения катера FreeRider-490C-Jet V = 0,4 м³.



Рисунок 4.11 – Зависимость коэффициента попутного потока от числа Фруда

При скорости движения катера $V_{\kappa} = 23$ м/с, число Фруда Fr = 8,55, коэффициент попутного потока $\varepsilon = 0,86$.

Коэффициент потерь скоростного напора определяют как:

$$\beta = 1 - \xi_{ex}. \tag{4.29}$$

Коэффициент гидравлических потерь ξ_{Bx} . на входе определяется из графика на рис. 4.12 в зависимости от угла входа α и отношения *w*/v₀.

По результатам моделирования вычислено, что $\alpha = 30^{\circ}$ (примерно равен геометрическому углу средней линии водовода на входе), $w/v_0 = 0,7$, следовательно, $\xi_{\text{вх.}} = 0,29$, а $\beta = 0,71$.

Коэффициент гидравлических потерь в проточной части ВД состоит из следующих компонентов:

$$K = 1 + \xi_{\text{BX. пр.}} + \xi_{\text{пов. пр.}} + \xi_{\text{тр. пр.}}$$
(4.30)

где $\xi_{\text{вх. пр.}}$ – коэффициент приведенных потерь давления на входном участке, $\xi_{\text{пов. пр.}}$ – на поворот потока, $\xi_{\text{тр. пр.}}$ – на трение и $\xi_{\text{реш. пр.}}$ – в лопаточной решетке.

Приведенные потери давления определяют следующим образом, например, коэффициент потерь на входном участке:



Коэффициент гидравлических потерь на поворот потока определяют для круглых колен с поворотом на 90° (рис. 4.13). В ВД имеет место неполный поворот потока, поэтому $\xi_{\text{пов. пр.}}$ определяют по следующей формуле:

$$\xi_{nob} = \xi \frac{\theta}{90^{\circ}}.$$
(4.32)

Коэффициент потерь на трение определяется как:

$$\xi_{mp} = \lambda \frac{L}{d}, \qquad (4.33)$$

где λ – коэффициент трения (рис. 4.14), зависящий от Re и шероховатости Δ .



Рисунок 4.13 – Коэффициент местного сопротивления на поворот потока



Рисунок 4.14 – Коэффициент трения трубопровода от шероховатости стенок Суммарный коэффициент потерь в проточной части ВД составляет:

$$K = 1 + \xi_{\text{BX. np.}} + \xi_{\text{пов. np.}} + \xi_{\text{тр. np.}} = 1 + 0,29 + 0,06 + 0,02 = 1,37.$$

Оптимальное соотношение скоростей в ВД составляет

$$q_{opt} = \varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - \beta/K} = 0.86 + \sqrt{0.86^2 - 0.71/1.37} = 1.33.$$

Объемный расход жидкости в ВД:

$$Q = \frac{P}{\rho \cdot V_{\kappa} (q - \epsilon)} = \frac{2600}{1000 \cdot 23 \cdot (1,33 - 0,86)} = 0,241 \,\mathrm{m^{3}/c.}$$
(4.34)

5. Напор рабочего колеса:

$$H_{\rm PK} = \frac{V_j^2}{2g} + h_{\rm BJ} - \beta \frac{V_{\kappa}^2}{2g} = \frac{(1,33 \cdot 23)^2}{2 \cdot 9,81} + 10,4 - 0,71 \cdot \frac{23^2}{2 \cdot 9,81} = 38,95 \,\mathrm{M}. \quad (4.35)$$

6. Расчет диаметра выходного сечения сопла

$$d_{j} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{V_{j}}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,241}{(1,33 \cdot 23)}} = 0,100 \text{ M}.$$
 (4.36)

7. Определение потребной мощности и выбор энергетической установки

$$N_{\pi} = \frac{P \cdot V_{\kappa}}{\eta_{p}}.$$
(4.37)

Пропульсивный КПД выбирается из диаграммы на рис. 4.10 и составляет η_p = 69%. Тогда потребляемая мощность ВД:

$$N_{\rm m} = \frac{P \cdot V_{\rm m}}{\eta_{\rm p}} = \frac{2600 \cdot 23}{0,69} = 86,7 \,\rm \kappa B \tau.$$

8. Скорость истечения жидкости из сопла

$$V_{i} = q \cdot V_{\kappa} = 1,33 \cdot 23 = 30,59 \,\mathrm{m/c}.$$
 (4.38)

9. Формирование ограничений по габаритам лопастной системы:

- диаметр втулки рабочего колеса на входе в РК зависит от габаритных размеров упорно-радиального подшипника $d_{\rm B3} = 68$ мм;

- скорость течения жидкости перед РК:

$$V_{3} = \overline{V_{s}} \cdot V_{\kappa} = 0,7 \cdot 23 = 16,1 \text{ m/c}; \qquad (4.39)$$

- площадь сечения перед РК:

$$A_{3} = \frac{Q}{V_{3}} = \frac{0.241}{16.1} = 0.01497 \,\mathrm{m}^{2}; \tag{4.40}$$

- наружный диаметр РК:

$$D_{_{3_{\rm H}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{_3} + d_{_{63}}^{^2}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 0,01497 + 0,068^2} = 0,154\,{\rm M}. \tag{4.41}$$

- тип РК принимается оседиагональным с постоянным $D_{\rm H}$.

10. Степень поджатия потока в проточной части ВД:

140

- в реактивном сопле:

$$f_{j} = \frac{4 \cdot A_{3}}{\pi \cdot d_{j}^{2}} = \frac{4 \cdot 0,01497}{3,14 \cdot 0,1^{2}} = 1,907; \qquad (4.42)$$

- на выходе из рабочего колеса принимаем $f_{PK} = 1,3$, тогда площадь A_4 :

$$A_{4} = \frac{A_{3}}{f_{\rm PK}} = \frac{0.01497}{1.3} = 0.01151 \text{ m}^{2}; \tag{4.43}$$

- внутренний диаметр на выходе из РК:

$$d_{_{4_{\rm B}}} = \sqrt{D_{_{\rm H}}^{^2} - \frac{4}{\pi} \cdot A_{_4}} = \sqrt{0.154^2 - \frac{4}{3.14} \cdot 0.01151} = 0.095 \,\mathrm{M}. \tag{4.44}$$

11. Определение коэффициента быстроходности (частота вращения приводного вала задана – *n* = 5500 об/мин):

$$n_{s} = \frac{3,65n \cdot \sqrt{Q_{PK}}}{H_{PK}^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 5500 \cdot \sqrt{0,243}}{38,95^{0.75}} = 634,4;$$
(4.45)

коэффициент быстроходности находится на границе между диагональным и оседиагональным рабочим колесом (*n_s*=600...1200), поэтому дальнейшее проектирование ведется для оседиагонального рабочего колеса

12. Формирование облика водометного движителя (габаритные размеры):

- высота подъема средней линии водовода:

$$h_{\rm BJ} = (0,55...0,65) \frac{D_{\rm H}}{2} = 0,6 \cdot 0,154 = 0,092 \text{ M};$$
 (4.46)

- ширина входного сечения водозаборника

$$b_{_{\rm HX}} = (0,7...1,0)D_{_{\rm H}} = 0,85 \cdot 0,154 = 0,131 \text{ M};$$
 (4.47)

- ширина входного отверстия зависит от длины водозаборного отверстия

$$\frac{l_{\text{BX}}}{b_{\text{BX}}} = 2...5$$
 (4.48)

Площадь входного водозаборного отверстия

$$A_{\rm ax} = (1,08...1,15)A_3 = 1,11 \cdot 0,01497 = 0,01647 \text{ M}^2;$$
 (4.49)

$$A_{\rm BX} \approx l_{\rm BX} \cdot b_{\rm BX} \,. \tag{4.50}$$

Осевая длина водозаборника рассчитывается из уравнений (4.48) и (4.49), после этого ширина водозаборника проверяется по уравнениям (4.47), (4.48).

Осевая длина водовода

$$l_{\rm T} = (1,1...1,3) \cdot l_{\rm BX} = 1,2 \cdot 0,35 = 0,42 \,\rm M.$$
 (4.51)

13. Осевые размеры лопастного насоса

$$l_{\rm nc} = l_{\rm PK} + \Delta_4 + l_{\rm CA} \,.\, \mathrm{M},\tag{4.52}$$

где $l_{\rm PK}$ – осевая длина РК; $l_{\rm CA}$ – осевая длина СА; Δ_1 – осевой зазор между РК и СА.

Осевые размеры лопастного насоса уточняются по результатам профилирования.

14. Геометрия проточной части реактивного сопла (рис. 4.15):





$$r_k = r_j + \overline{y} \cdot (r_5 - r_j). \tag{4.53}$$

Общая длина сопла *l*_{p.c.} определяется после профилирования стенок.

4.3.2 Проектирование лопастного насоса ВД

Исходными данными для проектирования лопастного насоса являются геометрические параметры сечения на выходе из водовода.

1. Расчет осевой скорости потока на входе в РК:

осевая скорость на входе в РК составляет $V_3 = 16,1$ м/с.

2. Определение формы проточной части рабочего колеса кубической параболой:

$$d_{_{6mi}} = d_{_{36m}} + (d_{_{46m}} - d_{_{36m}}) \cdot (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3),$$

где: $a_1 = 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}, a_2 = 80 \cdot 10^{-6} \text{ M}^{-2}, a_3 = -0,5 \cdot 10^{-6} \text{ M}^{-3}.$

3. Распределение линий тока по высоте рабочего колеса ВД выбирается исходя из условия равенства расходов через каждую линию тока.

$$Q_{i} = \frac{Q}{A_{k}} \cdot \pi \left(r_{i}^{2} - r_{i-1}^{2} \right) = const .$$
(4.54)

Таблица 4.6 – Распределение радиусов и площадей линий тока

№ линии тока	<i>r</i> _{3<i>i</i>} , MM	<i>r</i> _{4<i>i</i>} , MM	A_{3i} , mm ²	A_{4i} , mm ²
r _{B3}	34	47,5	-	-
1	40	50	0,00139	0,00077
2	47	54	0,00191	0,00131
3	55	60	0,00256	0,00215
4	64	67	0,00336	0,00279
5	74	75	0,00434	0,00357

4. Расчет окружных скоростей потока

$$u_{i} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_{i} = 576 \cdot r_{i} \text{ M}^{2}.$$

Таблица 4.7 – Окружные скорости на входе и выходе РК

№ линии тока	<i>и</i> _{3<i>i</i>} , м/с	<i>и</i> _{4<i>i</i>} , м/с
1	23,00	28,75
2	27,03	31,05
3	31,63	34,50
4	36,80	38,53
5	42,55	43,13

5. Выбираем закон циркуляции лопасти:

$$V_u \cdot r = const = \frac{g \cdot H_{\rm PK}}{\omega} = \frac{9,81 \cdot 38,95}{576} = 0,663 \text{ m}^2/\text{c.}$$
 (4.55)

6. Выбираем шнековый закон закрутки лопасти на входе РК

$$S_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \mathrm{tg}\beta_{i\pi}; \qquad (4.56)$$

$$\boldsymbol{\beta}_{3\pi} = \boldsymbol{\beta}_3 + \boldsymbol{i}_3; \tag{4.57}$$

$$tg\beta_{3i} = V_{3z} / u_{3i}.$$
 (4.58)

$$w_3 = \sqrt{V_3^2 + u_3^2} \quad . \tag{4.59}$$

№ линии тока	S _{3i} , мм	<i>w</i> _{3i} , м/с	β _{3i} , град	<i>i_i</i> , град *	β _{3л} , град
1	197,49	25,66211	36,16	5	41,16
2	195,76	29,01386	31,46	4,5	35,96
3	194,81	33,54317	26,83	4	30,83
4	194,25	39,29829	22,66	3,5	26,16
5	193,33	45,75085	19,33	3	22,33

Таблица 4.8 – Параметры потока и лопасти перед РК

*Углы атаки выбираются исходя из распределения [9]

7. Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе из РК:

$$V_{4_7} = Q / A_4 = 0.241 / 0.01151 = 20.94 \text{ M/c.}$$
 (4.60)

8. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК:

$$V_{4u} = \frac{gH_{\rm PK}}{u_{Ai}} \ . \tag{4.61}$$

9. Угол выхода абсолютной скорости из РК:

$$\alpha_{_{4i}} = \operatorname{arctg} \frac{V_{_{4z}}}{u_{_{4i}}} \ . \tag{4.62}$$

10. Абсолютная скорость на выходе из РК:

$$V_4 = \sqrt{V_{4z}^2 + V_{4u}^2} \quad . \tag{4.63}$$

11. Относительная скорость на выходе из РК:

$$w_4 = \sqrt{V_4^2 + u_4^2 - 2 \cdot V_4 \cdot u_4 \cdot \cos \alpha_4} \quad . \tag{4.64}$$

Скорости потока на выходе из РК приведены в табл. 4.9.

12. Окружная составляющая относительной скорости на выходе из РК:

$$w_{4u} = w_4 \cdot \cos\beta_4. \tag{4.65}$$

Таблица 4.9 –	Относительные и аб	бсолютные составляющие скор	ости за РК
---------------	--------------------	-----------------------------	------------

№ линии тока	<i>V_{4z}</i> , м/с	<i>V</i> _{4<i>u</i>} , м∕с	V4, м/с	<i>w</i> _{4<i>u</i>} , м/с	<i>w</i> 4, м/с
1	23,35	7,47	24,52	28,22	36,63
2	-	7,02	24,39	30,98	38,80
3	-	6,52	24,25	34,35	41,54
4	-	6,09	24,14	37,66	44,31
5	-	5,72	24,04	40,91	47,11
$$\beta_{4i} = \arcsin \frac{w_{4z}}{w_4} . \tag{4.66}$$

14. Лопаточные углы на выходе из РК

$$\beta_{4\pi} = \beta_4 + \delta; \qquad (4.67)$$

15. Шаг лопасти на выходе из РК

$$S_4 = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \mathrm{tg}\beta_{4\pi}.$$

16. Меридиональный угол потока в РК

$$\beta_m = \frac{\beta_4 + \beta_3}{2}. \tag{4.68}$$

Таблица 4.10 – Параметры потока и лопасти за РК

№ линии тока	α_{4i} , MM	β _{4<i>i</i>} , град	β_{mi} , град	б, град *	<i>S</i> _{4<i>i</i>} , мм
1	72,30	39,63	40,39	2	345,77
2	73,32	37,03	36,49	1,8	333,39
3	74,44	34,23	32,53	1,6	321,70
4	75,42	31,82	28,99	1,4	312,38
5	76,29	29,73	26,03	1,2	304,66

*Углы отставания выбираются исходя из распределения [9]

17. Распределение шага и теоретической работы по оси РК

$$L_{\mathrm{rk}i} = (w_{k1} \cos \beta_{k1} - w_{ki} \cos \beta_{ki}) \cdot \omega \cdot r_{ki}. \qquad (4.69)$$

Таблица 4.11 – Шаг лопасти и теоретическая работа по оси РК

Х, мм	5	40	70	100	125
R ₁ , мм	36,0	44,5	52,2	58,8	62,0
S ₁ , мм	197,49	225	265	310	345,77
L ₁ , кДж/кг	0	2	5	15	25
R ₂ , мм	43	49	57	63	66
S ₂ , мм	195,76	224	264	300	333,39
L ₂ , кДж/кг	0	4	15	35	60
R ₃ , мм	52	57	62	67,5	71
S ₃ , мм	194,81	215	245	280	321,70
L ₃ , кДж/кг	0	6	16	50	100
R ₄ , мм	63	66	70	73,5	76
S ₄ , мм	194,25	207	230	265	312,38
L4, кДж/кг	0	8	32	65	140
R ₅ , мм	75	76,5	78	80	81
S ₅ , мм	193,33	203	222	255	304,66
L ₅ , кДж/кг	0	10	40	90	170

Полученные геометрические параметры водовода, лопастного насоса и реактивного сопла позволяют сформировать геометрическую 3D-модель проточной части ВД, необходимую для проведения численного моделирования. По результатам численного моделирования станут известны интегральные характеристики рабочего процесса ВД, которые можно будет сравнить с характеристиками, заложенными при проектировании. Т. е. численное моделирование позволит спрогнозировать интегральные характеристики будущего ВД и внести необходимые корректировки в геометрию проточной части ВД. Таким образом, процесс проектирования ВД представляет собой итерационный процесс, по результатам которого должны быть получены требуемые характеристики, заложенные при проектировании, за счет внесения изменений в геометрию элементов ВД.

4.4 Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей

Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей направлена на решение прямой задачи – получение характеристик рабочего процесса ВД при известной геометрии проточной части. Решение обратной задачи – получение необходимой геометрии, для обеспечения заданных параметров – тяги, КПД, скорости – решается последовательными приближениями с использованием предлагаемой методики.

Предлагаемая методика используется в основном этапе проектирования ВД – доводке геометрии проточной части его элементов: водовода, лопастного насоса реактивного сопла.

Структурная схема методики моделирования приведена на рис. 4.16.

Выводы по главе 4

Разработанная методика моделирования рабочего процесса водометных движителей включает в себя методику верификации, по результатам которой была верифицирована модель турбулентности SST и откорректирована модель паровой кавитации Рэлея-Плессета.





Рисунок 4.16 – Структурная схема методики моделирования рабочего процесса водометных движителей

Неизвестные коэффициенты в модели кавитационного переноса Рэлея-Плессета были откорректированы и равны соответственно $C_c = 0,01$ и $C_e = 50$ в диапазоне температур окружающей жидкости 5...40 °C, что позволило при численном моделировании получать адекватные размеры областей кавитационных каверн, которые влияют на тягу ВД. Погрешность по расчету швартовой тяги снизилась с 13 до 2,5%, а по расчету эпюры выходной скорости из реактивного сопла – с 15 до 3%. Полученные рекомендации к выбору

моделей турбулентности и кавитации, корректировке неизвестных коэффициентов в этих моделях, а также выбору размеров расчетной сетки и границ расчетной области перед водоводом, в конечном счете, позволяют сформировать адекватную численную модель рабочего процесса, которая может использоваться при разработке новых ВД.

Обработка результатов численного моделирования рабочего процесса ВД с использованием теории подобия [21, 29, 72], позволила получить эмпирические характеристики лопастных насосов ВД и тяги, которые расходятся с результатами физических экспериментов, приведенных в данной работе не более, чем на 5%. Таким образом, полученные характеристики могут быть использованы на начальном этапе проектировании ВД, т.к. позволяют провести предварительную оптимизацию геометрии проточной части и режимов работы.

Сформированная методика проектирования объекта позволяет определять на начальной стадии размеры проточной части ВД, необходимые для создания 3Dмодели и проведения численного моделирования. Предложенный учет коэффициента попутного потока є, коэффициентов потерь напора в водоводе, а также методика профилирования пространственных лопастей РК, СА и проточной части реактивного сопла позволяет на начальном этапе определить геометрию проточной части с интегральными параметрами рабочего процесса ВД, отличающимися от исходных данных при проектировании не более чем на 5%.

Разработанная методика может использоваться при моделировании водометных движителей с входными устройствами статического напора, лопастными насосами осевого или оседиагонального типов и реактивными соплами наружного поджатия с выбросом струи в воздух. Методика позволяет исследовать швартовые и скоростные режимы работы ВД в диапазоне температур 5...40°С. погрешность моделирования интегральных характеристик составляет не более 2,5%, а локальных параметров потока – не более 3%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выполнен аналитический обзор движителей современных судов и обоснована целесообразность использования ВД в качестве движителя маломерных судов. Проведенный современных анализ конструктивносистемы «ВД – судно» показывает, компоновочных схем ЧТО для глиссирующих катеров наиболее энергоэффективным является ВД с входным устройством статического напора, лопастным насосом оседиагонального типа и реактивным соплом с выбросом струи в воду.

2. Сформирована математическая модель рабочего процесса ВД с учетом реальной геометрии проточной части, неравномерности потока перед рабочим колесом и влиянием газовой фазы на характеристики ВД. Установлено, что при моделировании рабочего процесса целесообразно использовать модель турбулентности модель SST и LRR RS. При моделировании кавитации в модели Рэлея-Плессета необходимо вводить коэффициенты конденсации C_c и парообразования C_e , в зависимости от температуры жидкости, а также использовать начальные условия, полученные при моделировании течения без кавитации.

При исследовании влияния геометрии проточной части на рабочий процесс ВД выявлено, что наличие радиального зазора в пределах r/R < 1% влияет на параметры лопастного насоса до 5%, поэтому его необходимо учитывать при моделировании, а радиусы галтелей лопаток на втулке РК и СА несущественно влияют на параметры ВД и их можно не учитывать в расчете.

Исследование ВД с различными РК – шнекоосевым с шагом S = 180 мм, шнекоосевым с шагом S = 140...220 мм и оседиагональным с переменным шагом показывает, что при располагаемой мощности энергетической установки N = 103 кВт можно увеличить скорость катера FreeRider-490C-Jet с 20 до 23 м/с. При этом КПД оседиагонального РК составляет 89%, а КПД обоих шнекоосевых колес практически совпадают и составляют 83%.

3. Проведена верификация разработанной математической модели рабочего процесса в ВД на основе данных физических экспериментов.

По результатам верификации на основе физического эксперимента, заимствованного из отчета лаборатории CMS, обоснованы соответствующие модели турбулентности для различных режимов работы ВД, выработана методика построения сетки, отрегулированы итерационные шаги по времени, настроена модель кавитации Рэлея-Плессета.

На основе физического эксперимента, проведенного на опытной ходовой лаборатории в составе глиссирующего катера FreeRider-490C-Jet получены характеристики ВД с шнекоосевыми РК (S = 180 мм и S = 140...220 мм) и установлено, что усложнение геометрии РК в данном случае не приносит повышения эффективности рабочего процесса. При использовании оседиагонального РК переменного шага с меньшим диаметром ($D_{\rm H} = 180$ мм) при той же потребляемой мощности N = 103 кВт скорость катера увеличилась с 20 до 23 м/с.

Эмпирические коэффициенты в модели кавитации Рэлея-Плессета были откорректированы и равны соответственно $C_c = 0.01$ и $C_e = 50$ в диапазоне температур окружающей жидкости 5...40°, что позволило в численном моделировании получать распределения зон кавитации, соответствующие реальным процессом, что подтверждено сравнением интегральных РК характеристик тяговых характеристик BД, полученных И при моделировании и эксперименте с погрешностью не более 2,5%.

4. Разработанную методику рекомендуется применять при моделировании рабочего процесса ВД с входными устройствами статического напора, лопастными насосами шнекового, осевого или оседиагонального типов и реактивными соплами наружного поджатия с выбросом струи в воздух. Методика позволяет прогнозировать интегральные и локальные параметры рабочего процесса ВД с погрешностью не более 3% в диапазоне температур рабочей жидкости 5...40°С.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

 Абдулин А. Я., Месропян А.В. Особенности численного моделирования рабочего процесса водометных движителей // Вестник УГАТУ, Уфа, 2013. Т.17, №3 (55). – С. 61–68.

2. Абдулин А. Я. Моделирование кавитирующего течения в водометном движителе // Журнал "Молодежный вестник УГАТУ", Уфа, 2013. № 3 (8). С. – 74–84.

3. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика: учеб. руководство для втузов: в 2-х ч. / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – Ч. 1, 5-е изд., перераб и доп. – 600 с., ил.

Антоненко С. В. Судовые движители: учеб. пособие / С. В. Антоненко.
 Дальневосточный государственный технический университет. – Владивосток:
 ДВГТУ, 2007. – 126 с.

5. Басин А. М., Миниович И. Я. Теория и расчет гребных винтов. – Л.: Гос. союз. изд. судостроительной отрасли, 1963. – 760 с.

Васильев В. Ф. Водометные движители: учеб. пособие / МАДИ (ГТУ).
 – М., 2006. – 45 с.

 Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток. – М.: Высш. школа, 1969. – 368 с.

Военно-морская академия им. Адмирала Флота Советского Союза
 Н. Г. Кузнецова. Патент на изобретение № 2065375 (RU) – Полнонапорный водозаборник водометного движителя, 1996.

Военно-морская академия им. Адмирала Флота Советского Союза
 Н. Г. Кузнецова. Патент на изобретение № 2079420 (RU) – Водозаборник судовой движительной установки, 1997.

Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. д-ра техн. наук В. В.
 Овсянникова и д-ра техн. наук В, Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. –
 336 с.

11. Данилов Е. В. Водомет, который мы не знали // Журнал «Катера и яхты», 2006. № 6(204). С. 70–72.

12. Емельянов Н. Ф. Судовые магнитогидродинамические (МГД) движители: учеб. пособие. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2000. – 23 с.

13. Ерлыкин Н. Н. Катер с водометным движителем. – Л.: Судостроение, 1989. – 128 с.

14. Жинкин В. Б. Частично погруженные гребные винты: проблемы и решения // Журнал «Катера и яхты», 2007. № 3(207). С. 106–109.

15. Как рассчитать оптимальный водомет. Войнаровский Ю. М. // Катера и яхты, 1986, №1 (119), с. 94–100.

16. Куликов С. В., Храмкин М. Ф. Водометные движители (теория и расчет). – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с.

17. Мавлюдов М. А., Яковлева О. В. Вентилируемые водометные движители // Журнал «Катера и яхты», 2002. № 3(181). С. 62–65.

18. Месропян А.В. Особенности протекания гидродинамических процессов
в высоконапорных струйных гидроусилителях // Вестник УГАТУ, Уфа, 2008.
Т.11, №2 (29). – С. 60–65.

19. Методики выполнения измерений ГОСТ Р 8.563-96.

20. Методы подобия и размерности в механике. Седов Л. И. – М.: Наука, 1977. – 440 с.

21. Моделирование буксировочных испытаний глиссирующего катера проекта MBR-05738 / Печенюк А. В. [электронный ресурс] // Режим доступа – <u>http://www.tesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv_speedboat_dmt.pdf</u> – 22.08.2013.

22. НПАОП 35.3-1.27-89 Правила по безопасности труда при пневмои гидроиспытаниях.

23. НАОП 9.5.10-1.06-83 Правила безопасности на судах речного флота на речные суда и плавсредства АН СССР и академий наук союзных республик (Правила безопасности труда на судах речного флота).

24. Научно-производственная фирма «Мастер-Мотор» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <u>http://www.mmotor.ru</u>.

25. Нигматуллин Р. И. Динамика многофазных сред. Ч. 1. – М.: Наука, 1987. – 463 с.

26. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

27. Овсянников Б. В. и др. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: учеб. пособие. – М.: МАИ, 1996. – 72 с.

28. Папир А. Н. Водометные движители малых судов. – Л.: Судостроение, 1970. – 256 с.

29. Параметрическая диаграмма водометного движителя при максимальном КПД струи. Войнаровский Ю. М. // Техника спорту и туризму, 1988 С. 72 – 76.

30. Родионов В.А., Саламатов В.Ю. Патент на изобретение № 2092378 (RU) – Проточный тракт водометного движителя, 1997.

Сергель О. С. Прикладная гидрогазодинамика: учеб. для вузов. –
 М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.

32. Слижевский Н. Б. и др. Расчет ходкости быстроходных судов с динамическими принципами поддержания / Н. Б. Слижевский, Ю. М. Король, М. Г. Соколик; под общ. ред. Н. Б. Слижевского // Николаев: НУК, 2006. – 151 с.

33. Соловьев А. П. Патент на изобретение № 2228879 (RU) – Вставкаводовод водометного движителя, 2002.

34. Соловьев А. П., Турышев Б. И. Патент на изобретение № 2168443 (RU) – Водометный движитель судна, 2001.

Центробежные И.. 35. Степанов A. И осевые насосы: теория, применение. M.: Гос. конструирование И _ науч.-техн. ИЗД. машиностроительной литер., 1960. – 463 с.

36. Субботина П.Н., Шишаева А.С. Применение различных моделей турбулентности для задач внешнего обтекания в программном комплексе FlowVision. Труды всероссийской научно-практической конференции "Инженерные системы - 2008".

37. Турчан И. Е. Патент на изобретение № 59514 (RU) – Направляющий аппарат для гребного винта, 1941.

38. Федотчев В. А. Комплексная методика оптимального проектирования и исследования параметров и характеристик колес оседиагональных насосов ТНА ЖРД: дис. на соискание ученой степ. канд. техн. наук. М.: 2005. – 127 с.

З9. Хейфец Л. Л. / Гребные винты для катеров – 2-е изд., перераб. и доп. –
 Л.: Судостроение, 1980. –200 с.

40. Ходкость и управляемость судов: Учебник для вузов / В.Ф. Басин,
В.И. Зайков, В. Г. Павленко, Л. Б. Сандлер; Под ред. В. Г. Павленко. – М.: Транспорт. 1991. – 397 с.

41. Хорхордкин Е. Г. Стационарные водометы. Справочник. – М.: «Издательский Дом Рученькиных», 2004. – 160 с.

42. Что надо знать о гребном винте // Журнал «Катера и яхты», 1968. № 16. С. 6 – 10.

43. Чуян Р. К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. Учеб. пособие для студентов авиадвигательных специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

44. Юн А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений. – М.: 2009. – 273 с.

45. Яковлев А. Ю. Создание системы расчетных методов для проектирования новых типов движительных комплексов современных судов: дис. на соискание ученой степ. докт. техн. наук. СПб.: 2008. – 347 с.

46. A 3D Navier-Stokes Solver for the Design and Analysis of Turbomachinery // I. Huntsman. 14th Australasian Fluid Mechanics Conference Adelaide University, Adelaide, Australia, 2001.

47. A Breakthrough in Waterjet Propulsion Systems // Dr Norbert Bulten. Doha International Maritime Defence Exhibition and Conference DIMDEX. Qatar, 2008.

48. Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers / Mahesh M. Athavale, H. Y. Li, Yu Jiang, Ashok K. Singhal. // International Journal of Rotating Machinery, 2002. №8 (1). P. 45–56.

49. A Preliminary Design and Off-Design Prediction Method for Waterjet Propulsion System // Kourosh Koushman. Norwegian Marine Technology Research Institute MARINTEC.

50. Blade Tip Gap Flow Model for Performance Analysis of Waterjet Propulsors / Il-Sung Moon // IABEM 2002, International Association for Boundary Element Methods, UT Austin, TX, USA, 2002.

51. Carlton J. S. Marine Propellers and Propulsion. – 2nd ed., 2007. – 533 p.

52. COMPARISON OF TURBULENCE MODELS FOR SIMULATING FLOW IN WATERJETS / Xian Luo // 11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011, Honolulu, Hawaii, USA, September 2011.

53. Compact Waterjets for High-Speed Ships / David R. Lavis Brian G. Forstell John G. Purnell // 5th International Conferenceon High Performance Marine Vehicles,8-10 November, 2006, Australia.

54. Computations of Unsteady Cavitating Flow on Wing Profiles Using a Volume Fraction Method and Mass Transfer Models / T. HUUVA // 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems Timisoara, Romania October 24 - 26, 2007.

55. 3ontrol of Separation in a Waterjet Using Experimental Techniques / L. Mununga // Melbourne Graduate Fluids Conference, 2001. Monash University, Melbourne, Australia.

56. Design of the ONR AxWJ-3 Axial Flow Water Jet Pump / Thad J. Michael. D // Naval Surface Warfare Center Carderock Division. – 2008.

57. Dimensionless Numerical Approaches for the Performance Prediction of Marine Waterjet Propulsion Units / Marco Altosole // Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery Volume 2012, Article ID 321306, 12 pages.

58. Hydrodynamic characteristics of the surface-piercing propellers for the planing craft / Hassan Hassemi // Journal of Marine Science and Application, 2009. №8. P. 267–274.

59. Kort L. Патент на изобретение № 2030375 (US) – Combined Device of a Ship's Propeller Enclosed by a Nozzle, 1936.

60. Measurements of Basic Performances for Waterjet Propulsion Systems in Water Tunnel / NOBUYUKI FUJISAWA // International Journal of Rotating Machinery 1995, Vol. 2, No. 1, pp. 43-50.

61. Norbert Bulten. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System. Eindhoven, 2006. – 200 p.

62. NUMERICAL AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF WATERJET PROPELLED DELFT CATAMARANS / Manivannan Kandasamy // 11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011, Honolulu, Hawaii, USA, September 2011.

63. Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducers / F. Bakir, R. Rey, A. G. Gerber, T Belamri, B. Hutchinson. // International Journal of Rotating Machinery, 2004. №10. P. 15–25.

64. Numerical flow and performance analysis of waterjet propulsion system / Warn-Gyu Park // Ocean Engineering 32 (2005) 1740–1761.

65. Numerical Investigation of the Impact of SES-Waterjet Interactions and Flow Non-uniformity on Pump Performance / Yin Lu Young and other // 11th International conference on Fast Sea Transportation FAST 2011, Honolulu, Hawaii, USA, September 2011.

66. Numerical Simulation of Flow around a Waterjet Propelled Ship / Takanori Hino, Kunihide Ohashi // First International Symposium on Marine Propulsors smp'09, Trondheim, Norway, June 2009.

67. Performance of a family of surface piercing propellers / Ferrando M., Scamarella A., Bose N, Lui P., Veitch B. // Royal Institute for Naval Architects (RINA) Transaction. 2002, Part A. P. 63–74.

68. Some Unsteady Propulsive Characteristics of a Podded Propeller Unit under Maneuvering Operation // First International Symposium on Marine Propulsors. Trondheim, Norway, 2009.

69. Software for Fluid Dynamic ANSYS CFX – Ver. 11 / ANSYS CFX-Solver Theory Guide – ANSYS Inc. – 2008. – 262 p.

70. The Advanced WaterJet: Propulsor Performance and Effect on Ship Design / W. Giles, T. Dinham-Peren, S. Amaratunga, A. Vrijdag, R. Partrige [электронный ресурс] // Режим доступа – <u>http://www.bmtdsl.co.uk/media/1057684/BMTDSL-The-</u> Advanced-Waterjet-Confpaper-INEC-May10.pdf – 11.05.2013.

71. Thomas Korsmeyer. Model Test of a Waterjet Propulsion System for High Speed Amphibians / Davidson Laboratory R-2362, Final Report. – 1983.

72. Universal Parametric Model for Waterjet Performance / Donald M. MacPherson [электронный ресурс] // Режим доступа – <u>http://www.ds-t.com/press_conferences-cd/articles/universal_waterjet.pdf</u> – 11.05.2013.

73. Use of RANS for Waterjet Analysis of a High-Speed Sealift Concept Vessel. Keegan Delaney. First International Symposium on Marine Propulsors smp'09, Trondheim, Norway, June 2009.

74. Waterjet intake flow improvement using boundary layer blowing and vortex generators. Lewis Mununga.

75. Yin Lu Young. Numerical Modeling of Supercavitating and Surface–Piercing Propellers: Dissertarion for the Degree of Doctor of Philosophy. Texas, Austin, 2002. – 184 p.

Приложение А. Оборудование экспериментального стенда

Таблица А.1 – Оборудование экспериментального стенда

№	Наименование	Шифр	Параметры
1	Датчик давления, 10 шт.	SHD-LC- U 6	диапазон давления – 06 бар; выходной сигнал – 010 В; напряжение питания – 1230 В; погрешность – <3%
2	Трубки капиллярные, металлические, 10 м	_	внутренний диаметр – 1 мм
3	Тройники, 5 шт	—	внутренний диаметр – 2 мм
4	Переходники для датчиков давления, 10 шт.		с отв. 1мм на 10 мм
5	Приемники статического давления, 12 шт	_	внутренний диаметр – 2 мм
6	Приемники полного давления, 2 компл.	_	в каждом комплекте по 5 металлических трубок
7	Преобразователь сигнала с тахометра		возможность интеграции в систему с АЦП
8	Уровень строительный, 1 шт		возможность измерения углов плоскости с точностью до 0,5°
9	Аналогово-цифровой преобразователь, 1 шт.		16 каналов обработки с возможностью переключения между каналами
10	Ноутбук		2х2 ГГц, 2Гб оперативной памяти, 100Гб жесткий диск,Windows 7 x86
11	Программное обеспечение ADCPCIDriversMa		интервал записи 1 с.



Приложение Б. Нестационарные характеристики ВД

Рисунок Б.1 – Зависимость упора на РК от времени (швартовый режим)



Рисунок Б.2 – Зависимость момента сил на РК от времени (швартовый режим)



Рисунок Б.3 – Зависимость упора на РК от времени (скоростной режим)



Рисунок Б.4 – Зависимость момента сил на РК от времени (скоростной режим)







Рисунок Б.6 – Зависимость напора Н_{РК} от времени (скоростной режим)