

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

На правах рукописи



**ШАБЕЛЬНИК Юлия Андреевна**

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ С ПЕТЛЕВИДНЫМИ ЛОПАСТЯМИ.  
ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА**

Специальность 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная  
техника, гидро- и пневмосистемы

Диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор техн. наук, профессор  
Месропян Арсен Владимирович

Уфа 2026

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ. ....	13
1.1 Аналитический обзор конструктивно-компоновочных и схемных решений гидравлических лопастных машин.....	13
1.1.1 Лопастные винты.....	16
1.1.2 Крыльчатые движители .....	35
1.1.3 Водометные движители .....	37
1.2 Анализ рабочего процесса ЛВ .....	40
1.3 Обзор научных публикаций .....	45
1.3.1 Анализ научных публикаций по рабочему процессу ЛВ.....	45
1.3.2 Анализ публикаций по разработке принципиально новых схемных решений ЛВ.....	49
1.4 Постановка цели и задач.....	57
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1 .....	58
ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ.....	60
2.1 Разработка математической модели петлевидных винтов .....	60
2.1.1 Описание рабочего процесса петлевидного винта .....	60
2.1.2 Разработка геометрической модели петлевидного винта .....	68
2.1.3 Разработка сеточных моделей.....	72
2.1.4 Формирование численной модели.....	77
2.2 Моделирование и оптимизация геометрических параметров петлевидных винтов.....	81
2.2.1 Анализ сеточной сходимости.....	81
2.2.2 Моделирование кавитационных явлений .....	82
2.2.3 Анализ параметров и характеристик.....	87
2.2.4 Анализ влияния геометрических параметров .....	90
2.3 Сравнение характеристик штатного и петлевидного винтов .....	96
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2 .....	101
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ .....	102
3.1 Разработка программы и методики проведения экспериментальных исследований петлевидных винтов .....	102

3.1.1 Разработка экспериментальной установки .....	104
3.1.2 Требования к программе испытаний .....	108
3.1.3 Требования к контрольно-измерительной аппаратуре.....	111
3.1.4 Программа испытаний .....	112
3.2 Анализ результатов экспериментальных данных .....	113
3.3 Верификация результатов численного моделирования .....	118
3.4 Оптимизация модели по результатам натуральных испытаний .....	120
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3 .....	125
ГЛАВА 4. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ.....	127
4.1 Общие положения .....	127
4.2 Проектировочный расчет .....	131
4.2.1 Расчет ПЛВ при выборе энергетической установки.....	133
4.2.2 Подбор ПЛВ при заданной энергетической установке .....	137
4.3 Поверочный расчет .....	140
4.3.1 Формирование математической модели .....	140
4.3.2 Численное моделирование рабочего процесса ПЛВ .....	150
4.4 Пример проектирования петлевидного винта .....	154
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4 .....	156
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	157
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	159
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	160
Приложение А .....	171
Приложение Б .....	172
Приложение В.....	173
Приложение Г .....	174
Приложение Е.....	177

## ВВЕДЕНИЕ

Диссертационная работа посвящена исследованию и разработке гидравлических лопастных машин с петлевидными лопастями, повышению эффективности рабочего процесса таких машин.

**Актуальность.** Гидравлические лопастные машины находят широкое применение в различных отраслях промышленности, они используются для перекачки жидкостей, в гидроэнергетике, в судостроении, в системах водоснабжения и водоотведения, в горнодобывающей и химической промышленности.

Лопастные гидравлические машины (ЛГМ) характеризуются высокой производительностью, надёжностью и долговечностью, однако имеют ряд недостатков, таких как высокий уровень шума и вибрации, сложность регулирования рабочего режима и высокие эксплуатационные затраты. Широкий спектр применения гидравлических лопастных машин, в условиях высоких требований к рабочему процессу, предопределяет востребованность разработки новых типов и схемных решений лопастных машин.

Лопастной винт является общеизвестным типом ЛГМ, широко используемым при перекачке жидкостей, в мешалках, в судостроении и других отраслях. Наиболее востребованной отраслью применения лопастного винта является судостроение. Предъявляемые в настоящее время требования к речному и морскому транспорту по обеспечению топливной экономичности, ужесточение экологических норм, определяют спектр новых задач для обеспечения эффективности современных ЛГМ в качестве судовых движителей: повышение КПД и топливной экономичности, улучшение кавитационных и акустических характеристик в сочетании с достижением больших скоростей судна. Вышеизложенное обуславливает необходимость повышения эффективности судовых движителей, что предполагает анализ тенденций развития гидравлических лопастных машин, разработку перспективных схемных решений, теоретическое обоснование эффективности

схемных решений. Выполнение подобных работ позволит сформировать пути решения возникающих задач.

Наиболее широко распространенной конструктивной схемой ЛГМ в судостроении на сегодняшний день является гребной винт (ГВ) или лопастной винт (ЛВ). Развитие теории ЛВ было заложено Н. Е. Жуковским в начале XX века, который обосновал вихревую теорию ЛВ, что послужило основой для разработки методов расчета, в развитии этой теории Э. Э. Папмелем были предложены диаграммы для расчета ГВ, значительный вклад в теорию лопастного винта и методики его расчета, в разное время, также внесли ученые С. А. Чаплыгин и Н. Н. Поляков, а также В. П. Ветчинкин, В. М. Лаврентьев, В. Л. Поздюнин, А. М. Басин, Ф. А. Брикс, ученые Крыловского государственного научного центра (А.А. Русецкий, Л.И. Вишнеvский, А.В. Пустошный и др.) и зарубежные специалисты Р.И. Тейлор, И.Д. Ван Мене, К. Танигучи, Ф. Гучи и др.

На практике, для определения взаимосвязи геометрических параметров винтов и их влияния на эффективность рабочего процесса, используют диаграммы для расчета винтов, разработанные по результатам испытаний серийных ЛВ. Полученные результаты для традиционных схем ЛВ имеют малую погрешность расчетов в сравнении с дальнейшими опытными испытаниями, однако ЛВ нестандартных схемных решений, спроектированные на основе сложного профилирования, не позволяют обеспечить должную степень точности результатов при расчетах на основе диаграмм. Аналогично, расчет возникающих на лопастях каверн, базирующийся на эмпирических зависимостях, использовании ряда закономерностей гидродинамики, действующих периодических давлений, критического числа кавитации, в результате приводит к существенным погрешностям определения кавитационных характеристик.

В настоящее время при проектировании перспективных лопастных машин широкое развитие получили численные методы моделирования, позволяющие с высокой точностью рассчитывать характеристики рабочего

процесса лопастных винтов, результаты численного моделирования позволяют качественно и количественно определить протекание рабочих процессов и сопровождающих его явлений с учетом возникающих кавитационных каверн.

Использование современных CFD-методов позволяет на ранней стадии проектирования оценивать различные варианты конструктивных решений и выбирать оптимальный, при этом необходим комплексный подход к обоснованному выбору схемного решения, с учетом вихревых следов за лопастями, нестационарности процессов в условиях неоднородного набегающего потока и кавитации.

Имеющийся научно-технический задел и уровень технологического совершенства не позволяют получить значительное повышение эффективности традиционных схемных решений лопастных машин. Дальнейшее повышение эффективности ЛВ обуславливает разработку новых схемных решений, характеристики рабочего процесса которых формируются на основе вычислительных экспериментов (численного моделирования) и верификации экспериментальными исследованиями.

Тенденции развития отрасли судостроения, представленные в обзорах научно-технических источников, свидетельствуют о перспективности лопастных винтов, имеющих петлевидную форму. Петлевидные лопастные винты (ПЛВ), в сравнении с традиционными ЛВ, обладают рядом преимуществ, такими как: повышение КПД, снижение уровня вибраций, шума, удельного расхода топлива. Особенности схемного решения позволяют развивать бóльшие скорости движения без возникновения кавитации.

Следует отметить, что выполнение численных исследований и оптимизация геометрических параметров петлевидных ЛВ осложняются отсутствием методик расчета подобных схемных решений. Таким образом, возрастающий уровень требований к энергоэффективности и гидродинамическому совершенству лопастных машин в сочетании с отсутствием перспективных схемных решений с соответствующим

математическим и методическим обеспечением является актуальной проблемой. Обобщая вышеизложенное, можно сформулировать основное содержание работ, определяющих актуальность исследований и направленных на повышение эффективности ЛВ, пропульсивных качеств судна в целом. Ключевыми этапами разработки высокоэффективных ЛГМ являются: моделирование, исследования и оптимизация рабочих процессов петлевидных винтов, верификация и валидация результатов численных исследований, разработка методики проектирования петлевидных винтов.

**Цели и задачи исследования.** Целью диссертационной работы является повышение эффективности гидравлических машин с петлевидными лопастями.

**Основные задачи,** сформулированные для достижения поставленной цели исследования:

1) Аналитический обзор схемных решений лопастных гидравлических машин и судовых движителей, анализ работ по проблемам моделирования рабочих процессов лопастных гидравлических машин и судовых движителей.

2) Разработка математической модели и исследование рабочего процесса гидравлических машин с петлевидными лопастями с учетом влияния геометрических параметров.

3) Экспериментальные исследования и верификация математической модели петлевидных винтов.

4) Разработка методики проектирования петлевидных винтов.

**Научная новизна работы.** Новыми научными результатами, полученными в ходе работы, являются: разработанное схемное решение, математическая модель рабочего процесса петлевидного винта, результаты численного моделирования и экспериментальных исследований, а также методика проектирования, направленная на повышение эффективности гидравлических машин с петлевидными лопастями:

- предложена конструктивно-компоновочная схема петлевидного лопастного винта, отличающаяся от существующих тем, что форма лопастей имеет петлевидную форму (патент РФ №2780771, патент РФ №2849218);

- разработана математическая модель, отличающаяся тем, что впервые позволяет описывать рабочий процесс петлевидного лопастного винта, рассчитывать его характеристики с учетом кавитации, варьировать характерные геометрические параметры винта (изменение длины хорды вдоль петли, шаговое отношение, форма профиля) для оптимизации рабочего процесса;

- результаты экспериментальных исследований, отличающиеся тем, что для данного схемного решения впервые получены характеристики рабочего процесса, на основе которых верифицирована математическая модель рабочего процесса петлевидных лопастных винтов;

- методика проектирования петлевидных лопастных винтов, позволяющая осуществлять выбор и расчет оптимального петлевидного лопастного винта.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Результаты исследований, разработанная математическая модель и методика моделирования рабочего процесса петлевидных лопастных винтов внедрены на предприятии АО УАП «Гидравлика», НТЦ «Геомеханика», НПА «Технопарк АТ» и в учебный процесс ФГБОУ ВО «УГНТУ».

Разработанная методика и результаты диссертационной работы имеют практическую ценность, а именно позволяют:

- рассчитывать основные характеристики петлевидных лопастных винтов, учитывать влияние кавитации, оптимизировать основные геометрические параметры петлевидных ЛВ с целью достижения высокой энергоэффективности;

- выполнять моделирование рабочего процесса петлевидных винтов с варьируемыми геометрическими параметрами и при различных режимах работы;

- проводить экспериментальные исследования и осуществлять верификацию математической модели рабочего процесса петлевидных ЛВ.

**Методы исследования.** Диссертационная работа выполнена с использованием методов численного моделирования, в основе которых лежит решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, теоретических основ рабочего процесса лопастных машин и методов экспериментальных исследований.

**Объекты исследования.** Новое схемное решение лопастной гидравлической машины, лопасти которой сформированы в пространстве для образования петли, а относительная ширина лопасти и относительное разнесение передней и задней части петлевидной лопасти переменны.

**Предметом исследования** является: рабочий процесс гидравлической машины с петлевидными лопастями в зависимости от геометрических параметров петлевидных лопастей.

**Положения, выносимые на защиту.**

1. Схемное решение лопастного винта с петлевидными лопастями, эффективность которого достигается за счет геометрии профиля, формы и расположения лопастей.
2. Математическая модель рабочего процесса петлевидного лопастного винта, позволяющая рассчитывать характеристики ЛВ с учетом кавитации и неравномерности потока, моделировать влияние геометрических параметров и внешних условий на параметры рабочего процесса. *(п.1 паспорта научной специальности)*
3. Результаты экспериментальных исследований рабочего процесса и верификация математической модели петлевидного лопастного винта. *(п.3 паспорта научной специальности)*
4. Методика проектирования петлевидного лопастного винта, позволяющая определять основные геометрические параметры. *(п.2 паспорта научной специальности)*

**Степень достоверности результатов работы и выводов,** содержащихся в диссертационной работе, подтверждается верификацией по данным физических экспериментов, полученных в ходе натурных испытаний, использованием признанных научных положений, апробированных методов и средств исследования, применением современных численных методов.

**Апробация результатов работы.** Основные теоретические положения и результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях: XXIV Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Москва: НИУ «МЭИ», 2020 г.); V Международная научно-техническая конференция «Мавлютовские чтения» (Уфа: УГАТУ, 2021 г.); Международная научно-техническая конференция «Перспективы развития двигателестроения» (Самарский университет, 2023 г)

**Публикации.** По результатам исследований и разработок по теме диссертационной работы в журналах и сборниках научных трудов опубликованы 12 работ, в том числе в 3 статьях, входящих в список научных изданий, рекомендованных ВАК; получено 3 патента РФ на изобретение.

**Личный вклад соискателя.** Автор является исполнителем всех выполненных исследований. Лично разработал и сформулировал основные идеи работы, математическую модель рабочего процесса, провел испытания для верификации разработанной математической модели.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста, заключения и списка литературы. Работа изложена на 178 листах машинописного текста, включающего 109 иллюстраций, 16 таблиц, библиографический список включает 107 наименований.

#### **Содержание работы.**

Во введении представлена актуальность темы исследования, подставлены тенденции развития отрасли и актуальные задачи по лопастным машинам. На основе изложенного сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

В первой главе проведен аналитический обзор научно-технической литературы по лопастным гидравлическим машинам и судовым движителям, в частности. Определены конструктивно-компоновочные схемные решения, разработана классификация лопастных машин и судовых движителей, отличающихся по техническим показателям, конструктивному исполнению, принципу действия, проанализированы особенности применения различных схемных решений.

Результаты сопоставительного анализа схемных решений и гидродинамических характеристик лопастных движителей показывает, что повышение КПД ГВ создает предпосылки для выхода на новые сегменты применения лопастных винтов на судах различного назначения, соответственно моделирование рабочих процессов и реализация новых схемных решений является актуальной задачей. Решение задачи повышения эффективности лопастной машины позволит расширить область применения полученных результатов в различном технологическом оборудовании, гидравлических перемешивающих устройствах.

Во второй главе предложено схемное решение петлевидного винта, глава посвящена разработке математической модели рабочего процесса петлевидного винта. Приводится исследование влияния на гидродинамические характеристики петлевидного винта шагового отношения, количества лопастей, относительной толщины лопасти и формы профиля лопасти.

Использование разработанной математической модели петлевидного винта обеспечило возможность выполнить серию расчетов, получить интегральные характеристики винтов и выполнить оптимизацию конструктивно-компоновочного схемного решения петлевидного винта, позволяющего повысить эффективность лопастного винта.

В третьей главе разработана методика проведения испытаний, выполнены экспериментальные исследования рабочего процесса лопастного винта с петлевидными лопастями, по результатам которых выполнена

верификация разработанной математической модели. Верификация результатов численного моделирования рабочего процесса петлевидного винта подтверждает высокую сходимость характеристик разработанной математической модели с экспериментальными данными. По результатам экспериментальных данных выполнено определение рациональных геометрических параметров ПЛВ для рассматриваемых условий.

В четвертой главе предложена методика проектирования петлевидных винтов, предоставляющая возможность рассчитывать и исследовать петлевидные винты для двигателей мощностью от 11 до 110 кВт (от 15 до 150 л.с.). Обобщение результатов моделирования позволило выполнить систематизацию численных экспериментов для номенклатурного ряда петлевидных винтов с целью получения диаграмм и адаптации универсального метода Папмеля для условий работы петлевидных винтов.

Изложенные подходы направлены на создание более совершенных и энергоэффективных схемных решений лопастных гидравлических машин в перспективных судах, универсальность полученных результатов обеспечивает возможность применения петлевидных винтов в качестве лопастных машин различного назначения, таких как перемешивающие устройства.

# **ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ.**

## **1.1 Аналитический обзор конструктивно-компоновочных и схемных решений гидравлических лопастных машин**

Гидравлические лопастные машины находят широкое применение в различных отраслях промышленности, они используются для перекачки жидкостей, в гидроэнергетике, в системах водоснабжения и водоотведения, в горнодобывающей и химической промышленности, в судостроении.

Лопастные машины широко используются при перекачке жидкостей, в перемешивающих устройствах, в судостроении и других отраслях. Широкий спектр применения подобных машин, в сочетании с требованиями к гидродинамическому качеству рабочего процесса, предопределяет разнообразие новых типов и схемных решений лопастных машин для повышения эффективности рабочего процесса.

Наиболее востребованной областью применения лопастных машин является судостроение. Схемные решения лопастных машин со своими особенностями протекания рабочего процесса формируют различные типы движителей судов.

Характеристики судна во многом зависят от типа лопастной машины (движителя), которая должна эффективно реализовывать мощность силовой установки, в настоящее время применяются основные типы лопастных движителей, работающие по гидрореактивному принципу, представленные на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Классификация лопастных движителей

Многообразие схемных решений движителей обуславливается широким спектром технических систем, в которых применяются лопастные машины. Лопастные винты наиболее широко распространены на судах разного типа от катеров до крупных контейнеровозов и танкеров, в то время как водометные установки преимущественно используются на скоростных судах. Крыльчатые движители применяются в качестве лопастных машин судов, к которым предъявляются требования по высокой маневренности, возможности мгновенного изменения направления тяги таких как буксиры, спец техника.

Обобщение и структуризация источников научно-технической литературы позволили определить перечень критериев, на основе которых предложена классификация лопастных винтов, наиболее широко используемых типов судовых лопастных движителей (см. рис. 1.2) [1, 4, 6, 7, 11, 12, 39, 57]. Выявленные критерии охватывают ключевые конструктивные, эксплуатационные и технологические аспекты: материал изготовления, количество лопастей, геометрические параметры, условия работы и др. Выбор критериев обоснован с точки зрения влияния на гидродинамические параметры, что позволяет сопоставлять варианты движителей для разных типов судов и режимов эксплуатации.

Комбинированные лопастные машины применяются для многорежимных пропульсивных комплексов, как правило в военной технике, в этом случае каждую лопастную машину приводит в действие отдельная силовая установка [20]. Применение подобных схемных решений способствует повышению пропульсивного коэффициента судна во всем диапазоне режимов работ.

Выбор типа и схемы лопастной машины является определяющим при решении задачи о ходкости судна и зависит от типа судна, условий его эксплуатации [28].

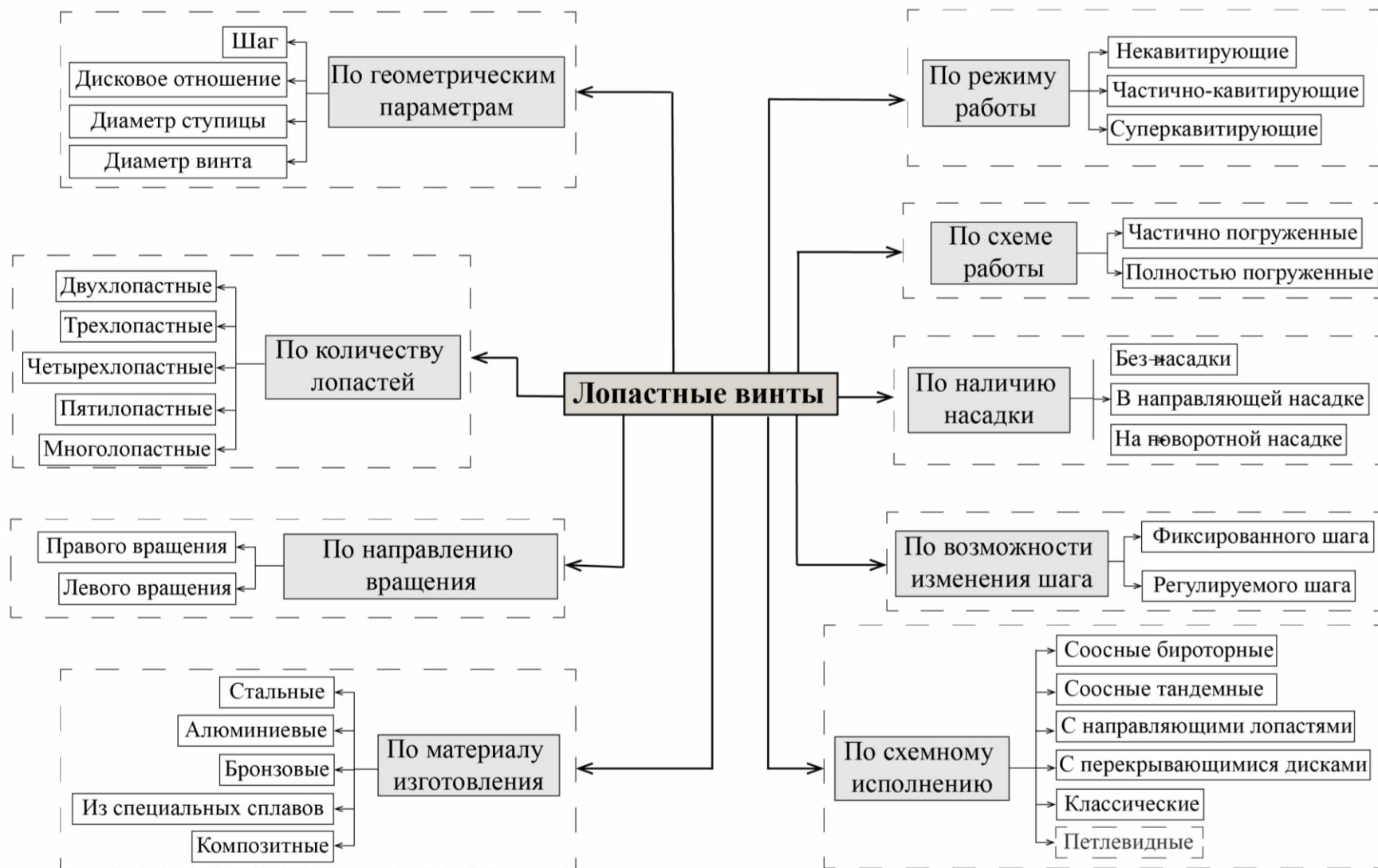


Рисунок 1.1 – Схема классификации лопастных винтов

### 1.1.1 Лопастные винты

Лопастной винт (ЛВ) или гребной винт (ГВ) наиболее распространенный движитель судов, в основе его рабочего процесса лежит преобразование энергии потока рабочего тела за счет динамического взаимодействия лопастей с рабочим телом в тяговое усилие, позволяющее судну перемещаться.

Конструктивное исполнение ГВ постоянно совершенствовалось для повышения скорости, экономичности и снижения уровня шума, что привело к большому количеству ЛВ для разных типов, моделей и мощностей судовых двигателей и судов.

Выбор ЛВ проводится на основании расчетов для конкретного сочетания судна и силовой установки и, если в 70 – 80-х гг. при разработке ЛВ главным условием при проектировании было обеспечение наибольшего КПД ЛВ, то в настоящее время к ГВ предъявляется целый ряд требований для обеспечения высоких эксплуатационных характеристик. Совершенствование характеристик ЛВ опирается на накопленный теоретический и практический опыт расчета и оптимизации гидродинамических характеристик с учетом прочностных аспектов, технологии изготовления и других факторов.

Совместную работу ГВ и судна оценивают по зависимостям располагаемой мощности от оборотов двигателя. На рис. 1.3 приведен пример внешней характеристики двигателя (кривая 1) и винтовые характеристики (кривые 2, 3 и 4), соответствующие разным ГВ. По отношению к располагаемой мощности двигателя можно выделить:

- гидродинамически тяжёлый винт (точка *A*). Гидродинамически тяжёлый винт создает большой упор, для чего требуется бóльший крутящий момента на валу, который двигатель не может развить. В этом случае двигатель не развивает номинальных оборотов.

- согласованный винт (точка *B*). Судно с согласованным гребным винтом развивает максимальную скорость в точке, соответствующей

максимальной мощности двигателя. Для определенного сочетания судна и двигателя согласованных винтов может быть много, однако оптимальным можно считать ГВ, обеспечивающим при этом наибольший КПД.

- гидродинамически лёгкий винт (точка *C*). Судно с гидродинамически легким винтом не развивает максимальной скорости, поскольку двигатель работает на максимальных оборотах при низком создаваемом упоре ГВ. В этом случае повышение оборотов не дает увеличения упора винта.

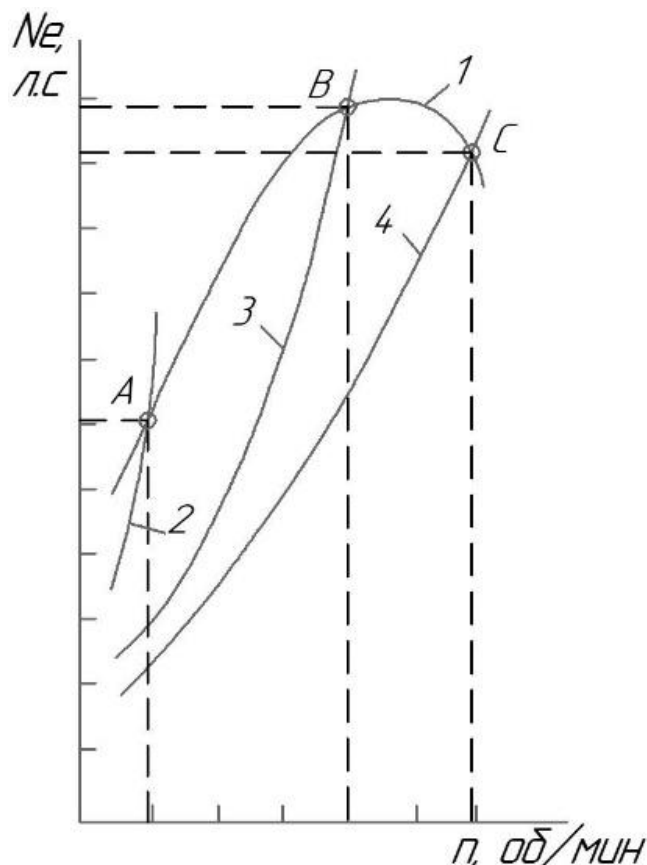


Рисунок 1.3 – Типовая внешняя характеристика двигателя и винтовые характеристики:

1 – внешняя характеристика двигателя; 2 – винтовая характеристика тяжелого винта; 3 – винтовая характеристика согласованного винта; 4 – винтовая характеристика легкого винта

Целью выбора ГВ является обеспечение оптимального режима работы двигателя и судна. Характеристики ЛВ определяются комплексом взаимосвязанных конструктивных и кинематических параметров, каждый из которых вносит существенный вклад в формирование гидродинамического совершенства, прочностных и эксплуатационных свойств: количество

лопастей, геометрическая форма, шаг винта, материал, режим работы задает граничные условия эксплуатации, схема расположения на судне. Данные параметры подробно рассматриваются далее, как ключевые аспекты необходимые для выполнения дальнейших исследований.

## **Обзор параметров лопастных винтов**

### **Количество лопастей**

Количество лопастей, их форма влияют на эксплуатационные характеристики судна. Выбор количества лопастей зависит от типа судна, для ГВ, которые должны обеспечивать создание больших усилий, с целью увеличения площади действия сил выбирают большее количество лопастей.

Количество лопастей ГВ на современных судах варьируется от двух до восьми, оно оказывает влияние на КПД, на вибрационные и кавитационные характеристики и на размеры оптимального диаметра. Рассматривая характеристики винтов по количеству лопастей, у двухлопастных ГВ КПД будет самым высоким, но из соображений прочности их применение ограничено сравнительно небольшой нагрузкой – они используются в качестве вспомогательного двигателя, на парусно-моторных яхтах.

Наиболее распространены ГВ с тремя и четырьмя лопастями. ГВ с тремя лопастями обеспечивают хорошие характеристики работы во всем диапазоне оборотов, позволяют развить большую скорость на максимальных оборотах, а расход топлива в таком режиме будет меньше [57].

Четырёхлопастные ГВ обладают лучшим балансом за счёт расстановки лопастей, имеют более высокую прочность и усталость. Уравновешенная работа двигателя даёт возможность снижения минимальной рабочей частоты вращения, а развиваемый большой упор позволяет идти в глиссирующем режиме при более низких оборотах. Четырёхлопастные ГВ в сравнении с трёхлопастными позволяют получить более мягкий ход и снизить вибрации, но при этом четырехлопастной ГВ является «гидродинамически тяжелым».

Выявлено [16], что увеличение количества лопастей при сохранении дискового отношения способствует более раннему возникновению кавитационных явлений, что обусловлено ростом относительной толщины лопастей при увеличении их количества. Увеличение относительной толщины лопасти приводит к большей деформации линий тока вблизи поверхности лопасти, что влечет формирования более высокого градиента давления между нагнетательной и засасывающей поверхностями лопасти ГВ за счет возникновения локального снижения давления на засасывающей поверхности.

ГВ с пятью и более лопастями применяются в основном для устранения вибрации корпуса судна, позволяя при этом снижать уровень шума, применение многолопастных ГВ актуально на подводных лодках. Кроме того, ГВ с большим количеством лопастей применяются, когда мощностные характеристик энергетических установок позволяют использовать гидродинамически тяжелые винты – такими двигателями обладают спортивные и гоночные маломерные суда.

Выбор количества лопастей зависит от типа и назначения судна, а также от требований потребителей. При проектировании ГВ определение оптимального количества лопастей ГВ выполняется на основании анализа результатов моделирования, выполненного с различным количеством лопастей с учетом полученных характеристик.

### Форма лопастей

Форма лопасти ГВ значительно влияет на площадь действия сил, необходимую для создания упора, является форма лопасти ГВ [5, 55]. Влияние формы контура лопасти на кавитационные характеристики ГВ не так значительно.

Наиболее распространенной формой контура лопасти [55] является симметричный или так называемый саблевидный обвод (рис. 1.4), саблевидность лопасти обеспечивает более плавный вход в воду, в связи с

этим такая форма лопасти менее подвержена кавитации и отличается меньшей вибрацией, поэтому саблевидная форма ГВ используется чаще симметричной. Сужение лопасти к концам снижает трение, эта особенность используется для ГВ на быстроходных судах.

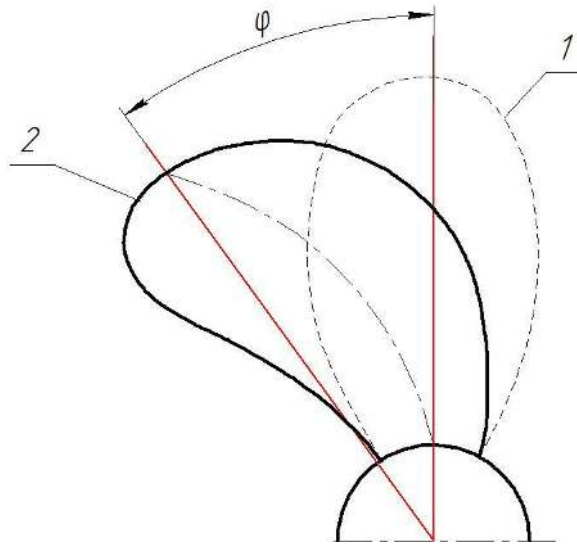


Рисунок 1.4 – Угол саблевидности лопасти:  
1 – лопасть без саблевидности; 2 – лопасть с углом саблевидности  $\varphi$

Исследования показывают, что для повышения эффективности ГВ применяют изменяющуюся по высоте форму профиля сечения лопасти, на части лопасти применяются сегментные сечения, а на некоторых радиусах – аэродинамический профиль. При прочих равных условиях аэродинамический профиль позволяет увеличить КПД ГВ, но при этом ухудшает кавитационные характеристики.

Кавитация приводит к ухудшению гидродинамических характеристик традиционных ГВ [7, 68], что обусловлено образованием и последующим схлопыванием кавитационных пузырьков в областях локального понижения давления. Схема обтекания лопастей на разных стадиях кавитации приведена на рис. 1.5. При высоких скоростях обтекания потоком лопасти ГВ практически невозможно избежать возникновения кавитационных явлений, в связи с чем для работы в условиях суперкавитации на быстроходных судах применяются лопасти с особой формой для эффективной работы в подобных условиях (рис. 1.5, в).

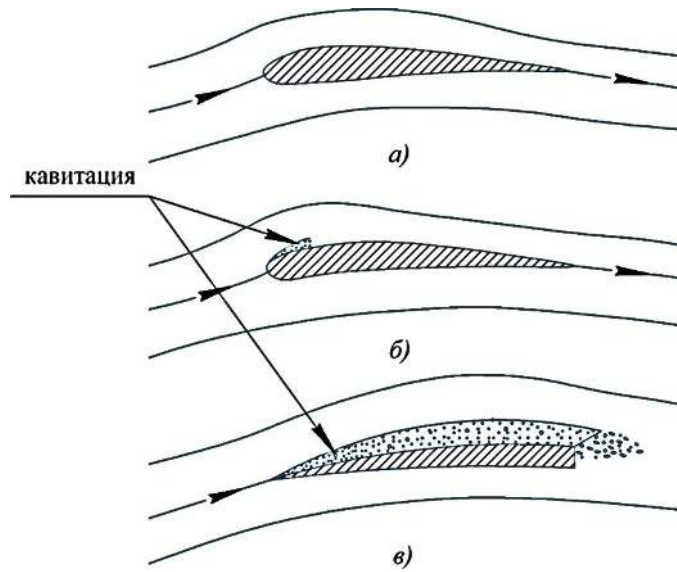


Рисунок 1.5 – Схемы обтекания лопастей ГВ  
*a* – некавитирующей; *б* – частично-кавитирующей;  
*в* – суперкавитирующей

Сильно развитая кавитация характерна тем, что вся засасывающая поверхность лопасти охвачена каверной, основная часть упора гребного винта создается за счет давления на нагнетающей поверхности. Профилирование засасывающей поверхности лопасти в этом случае, с точки зрения гидродинамики, значения не имеет – ее форма лишь должна способствовать образованию каверны оптимальных размеров, при которой сопротивление формы профиля сечения лопасти будет наименьшим. Исходя из этого В. Л. Поздунин предложил для суперкавитирующих гребных винтов (СКВ) клиновидный профиль сечения лопасти с искривленной нагнетающей поверхностью (рис. 1.6) [13].

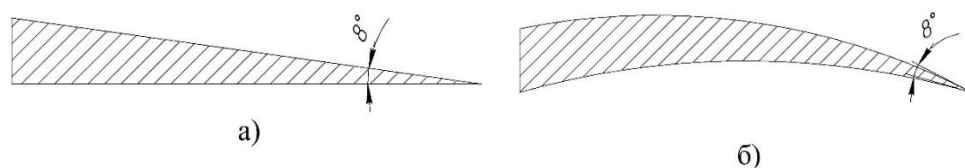


Рисунок 1.6 – Профили сечений лопасти СКВ  
*a* – с прямой поверхностью; *б* – с искривленной поверхностью

Входная кромка СКВ выполняется острой, а наибольшая толщина профиля смещена к выходящей кромке, в результате уменьшается взаимное влияние каверн в межлопастном пространстве, а гидродинамические характеристики ГВ повышаются.

Для учета кавитационных явлений в рабочем процессе используется число кавитации  $\sigma_0$ . Число кавитации характеризует величину разряжения на лопасти и может быть определено как [10, 35]:

$$\sigma_0 = \frac{2(p_0 - p_v)}{\rho v_a^2} \quad (1.1)$$

$p_0$  – давление в потоке перед ГВ, Па;

$p_v$  – давление насыщенных паров воды, Па;

$\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$v_a$  – осевая скорость, м/с.

Зависимость числа кавитации от относительной поступи ( $\lambda_p$ ), определяющей режим работы ГВ, является основой для оценки границ применения ГВ и СКВ (рис. 1.7). Области применения винтов ограничиваются значениями относительной поступи гребного винта и числа кавитации, в области 1 применяются стандартные ГВ, применение СКВ целесообразно в области 3. Область 2, промежуточная, определяет такие режимы работы, при которых будет наблюдаться частичная кавитация на лопастях как обычных, так и кавитирующих винтов. Эта область ограничена двумя кривыми, которые соответствуют значениям местного числа кавитации на относительном радиусе  $x=r/R=0,7$  ( $R$  – радиус винта,  $r$  – радиус сечения лопасти)  $\sigma_{0,7}=0,05$  и  $0,10$  [8, 36]. При малых значениях относительной поступи наблюдаются низкие значения КПД для ГВ всех типов (область 4).

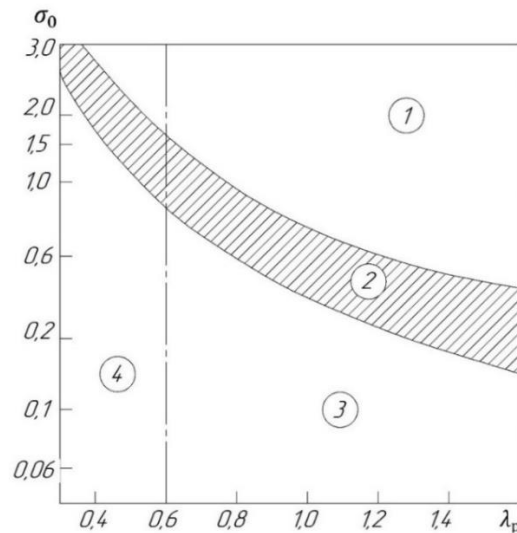


Рисунок 1.7 – Зависимость числа кавитации от относительной поступи:  
 1 – наилучшая зона для обычных ГВ; 2 – зона частичной кавитации;  
 3 – наилучшая зона для СКВ; 4 – зона низких КПД для любых ГВ

Лопастей СКВ с клиновидным поперечным сечением провоцируют повышенное вихреобразование позади тупой выходящей кромки, работая на режимах бескавитационного обтекания или при частично развитой кавитации. Вследствие этого КПД СКВ на скоростях движения судна отличных от рабочего режима оказывается ниже, чем у обычных ГВ, что приводит к нецелесообразности их применения на большинстве судов.

Исходя из особенностей работы ГВ с двигателями большой мощности, лопасти ГВ выполняется с интерцептором, представляющим собой отгиб выходной кромки, который препятствует потере упора (подобно закрылку самолетного крыла). Интерцептор позволяет уменьшить проскальзывание ГВ способствуя повышению КПД (рис. 1.8).

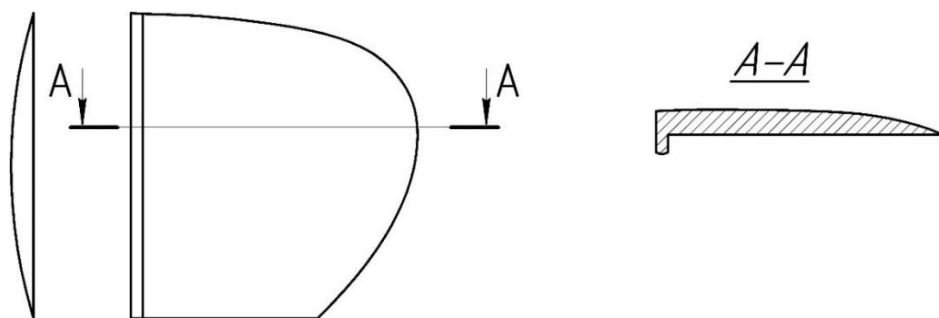


Рисунок 1.8 – Лопасть ГВ с интерцептором

Высота интерцептора, как правило, составляет 2-3% от хорды профиля сечения лопасти ГВ [42], регулирование высоты интерцептора позволяет изменять гидродинамические характеристики ГВ, упрощая согласование параметров ГВ и силовой установки в зависимости от нагрузки судна.

### Материалы ГВ

Правила Российского морского регистра судоходства определяют возможности применения того или иного материала [51]. Материалы ГВ должны обеспечивать: достаточную прочность и пластичность, повышенную коррозионную и эрозионную стойкость, хорошие литейные качества, технологичность, ремонтпригодность, минимально возможный удельный вес.

Наиболее распространенные материалы для изготовления гребных винтов – алюминиевые сплавы, сталь, латунь и бронза, а также титан и композитные материалы [10].

Алюминиевые сплавы чаще других используются для изготовления ГВ, благодаря их стойкости к коррозии и прочности, а также хорошей ремонтпригодности. Для изготовления алюминиевых ГВ применяется технология кокильного литья, позволяющая получать отливки сложной формы, но и имеющая ряд недостатков, в частности, высокую трудоемкость производства.

ГВ из стали изготавливаются с помощью выплавляемых форм, что позволяет с большой точностью выполнять любые конструкторские решения, при этом есть возможность изготовить лопасти тоньше алюминиевых, что позволяет повысить скорость судна. Стальные ГВ имеют высокую прочность, но в аварийной ситуации это является недостатком. В случае удара о препятствие они выдержат нагрузку, но при этом передадут ее на гребной вал и редуктор.

Латуни имеют хорошие литейные свойства, высокие механические свойства. Используются чаще в малом судостроении. Имеют низкую коррозионно-усталостную выносливость и склонность к коррозионному растрескиванию.

Сплавы из бронзы широко используются для изготовления ГВ. Имеют высокую ударную прочность, сопротивление коррозионной усталости выше латуней более чем в два раза, а удельный вес меньше на 10%. Никель-алюминиевая бронза не имеет склонности к коррозионному растрескиванию.

Недостатком бронзовых сплавов является сложность изготовления отливок ГВ из-за худших, чем у латуней, литейных свойств, а также склонность к газонасыщению и интенсивному окислению в процессе заливки.

Несомненным преимуществом композитных ГВ является прочность, устойчивость к коррозии и меньший вес, по сравнению даже с алюминиевыми сплавами. Композитные ГВ изготавливают как правило со сменными лопастями, так как в случае повреждений они не подлежат ремонту.

Аддитивные технологии предоставляют возможность реализации сложных геометрических форм ГВ, недостижимых при использовании традиционных технологических процессов, что открывает новые перспективы совершенствования гидродинамических характеристик. Аддитивные технологии позволяют выполнить ГВ со сложной формой профилирования, снизить вес ГВ, за счет выполнения полостей, способствуют снижению материалоемкости и ускорению сроков разработки.

Первый в мире винт спроектированный и изготовленный с использованием аддитивного метода – WAAMpeller (Wire and Arc Additive Manufacturing), напечатанный из никель-алюминий-бронзового сплава (рис. 1.9). Во всех испытаниях WAAMpeller продемонстрировал качества обычного литого винта и был одобрен к использованию на судах [60].



Рисунок 1.9 – Гребной винт WAAMpeller

Применение в производстве ГВ аддитивных технологий требует дополнительной обработки поверхности после изготовления, поскольку поверхность готовой детали относится к 1–4 классу шероховатости [9].

Следует особо отметить большое влияние на КПД винта точности изготовления и чистоты обработки поверхности лопастей. Зависимость КПД от поступи ГВ при разных степенях чистоты поверхности приведена на рис. 1.10, на основе анализа данных [46, 83].

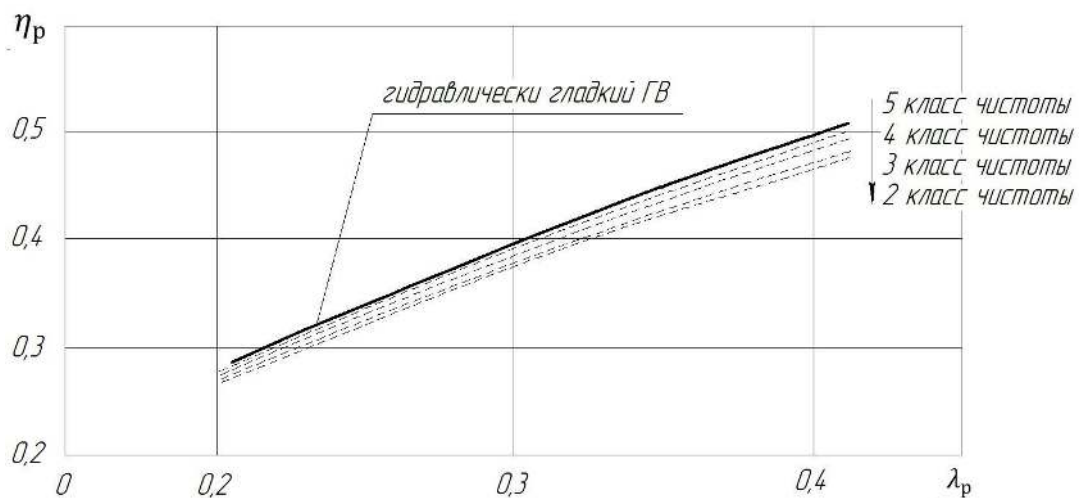


Рисунок 1.10 – Влияние шероховатости поверхности на КПД ГВ

Параметры шероховатости наружных поверхностей лопастей и ступиц ГВ не должны превышать классов чистоты, регламентируемых требованиями [24], высокая степень чистоты поверхности позволяет улучшить гидродинамические характеристики ГВ – повышение класса чистоты поверхности со 2 до 5 позволяет увеличить КПД ГВ на 5-6%.

### Шаг ГВ

Шаг гребного винта – основная геометрическая характеристика, влияющая на упор и скорость судна. Шаг ГВ можно определить как перемещение, вызванное каждым круговым поворотом винта на  $360^\circ$  (рис.1.11).

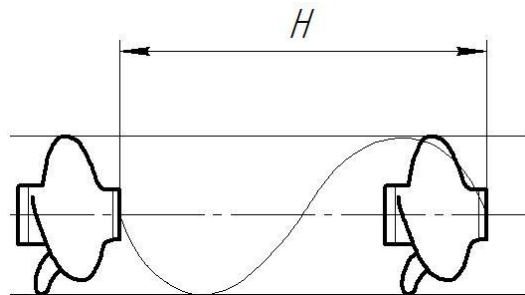


Рисунок 1.11 – Шаг винта

Увеличение шага (и связанного с ним параметра угла наклона лопасти) позволяет создать больший упор ГВ, уменьшение шага позволяет развить большие максимальные обороты силовой установки судна (см. рис. 1.3 по выбору согласованного винта), подбор шага является основным вопросом в задаче выбора оптимального ГВ для судна.

Гребные винты по возможности изменения шага подразделяются на винты фиксированного и регулируемого шага (рис. 1.12).



а)

б)

Рисунок 1.12 – Внешний вид ГВ:

а – винт фиксированного шага; б – винт регулируемого шага

Лопастни винта фиксированного шага (ВФШ) стационарно закреплены на ступице, их выполняют литыми, расположение лопастей, а значит и шаг винта постоянны и не могут быть изменены в процессе эксплуатации ГВ.

ВФШ прочны и надежны, поскольку не содержат механических деталей и гидравлики, в отличие от ГВ регулируемого шага (ВРШ). ГВ данного типа устанавливают на судах, не требующих высокой маневренности.

Винты регулируемого шага (ВРШ) позволяют менять шаг ГВ за счет поворота лопасти под любым углом вокруг вертикальной оси с использованием механических компонентов и гидравлики, что позволяет избавиться от оборудования, необходимого для реверса, повышается маневренность судна и эффективность работы двигателя [29].

ВРШ сложны в изготовлении и монтаже, требуют особого внимания при эксплуатации судна, что является существенными недостатками ВРШ.

Гидродинамическая эффективность ВРШ, как правило, ниже, по сравнению с ВФШ сопоставимых габаритных размеров, что обусловлено увеличенным диаметром ступицы, вызванным конструктивной необходимостью размещения в ступице ВРШ механизма поворота лопастей и гидравлической системы управления.

ВФШ применяются на маломерных судах, морских судах, которые преимущественно сохраняют заданный режим движения во время плавания, а также на судах, требующих повышенной прочности гребного винта (в частности, на ледоколах). ВРШ применяются на судах, к которым предъявляются требования по обеспечению варьируемых режимов движения: буксирах, траулерах, многих речных судах [14, 40].

### Частично-погруженные ГВ

Полупогруженные или частично-погруженные винты (ЧПВ) используются для увеличения скорости движения судна, схема ЧПВ приведена на рис. 1.13. Соответственно ЧПВ используются, в основном, на быстроходных судах.

Основным параметром ЧПВ является степень погружения

$$I_T = \frac{T}{D} < 1, \quad (1.2)$$

где  $T$  – глубина погружения нижней кромки ГВ;

$D$  – диаметр ГВ.

В зависимости от степени погружения изменяется коэффициент упора [30, 72], требуемое погружение ГВ рассчитывается для использования полной мощности и создаваемой при этом тяги.

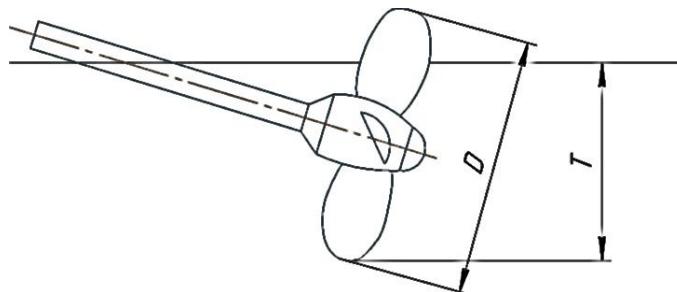


Рисунок 1.13 – Частично погруженный винт

Работы зарубежных специалистов свидетельствуют, что ЧПВ являются наиболее перспективным типом движителя для глиссеров [72, 75]. Приводы с

ЧПВ особенно хорошо зарекомендовали себя при скоростях от 45 узлов до 110 узлов. При повышении скоростей выше 45 узлов применяют винты с большим наклоном лопастей и малым дисковым отношением. Дальнейшее повышение скорости выше 60 узлов, делает целесообразным применение суперкавитирующих ГВ с клиновидным выпукло-вогнутым профилем лопастей (рис. 1.14).



Рисунок 1.14 – Суперкавитирующие ЧПВ

Эффективность СКВ ЧПВ повышается за счет захватывания воздуха и вентиляции каверн с пониженным давлением, которые образуются на засасывающей стороне лопасти.

ЧПВ не получили широкого распространения в судостроении, что обусловлено рядом эксплуатационных и гидродинамических ограничений, среди недостатков стоит отметить асимметричное обтекание, приводящее к появлению боковой силы и изменению ходовых качеств, увеличение кренящего момента, высокий уровень вибраций и низкие величины упора на низких оборотах, что затрудняет выход на расчетный режим судна. Применение ЧПВ эффективно только в узкоспециализированных направлениях, теоретические аспекты рабочего процесса ЧПВ недостаточно широко изучена, но они представляют большой интерес для быстроходных катеров [37].

## Направляющие насадки

Конструкция направляющей насадки была изобретена в 1925 году Л. Кортом, в ходе работ по улучшению характеристик ГВ. Она представляет собой кольцевую насадку (короткое сопло), внутри которой размещается гребной винт (рис. 1.15).

ГВ с насадками успешно используются при необходимости создания дополнительного упора на малых скоростях хода. На профиле насадки возникает циркуляция скорости, увеличивая скорость протекания воды через диск ГВ, что приводит к некоторому увеличению его КПД. Стоит отметить, что на низких скоростях хода судна будет большее увеличение скорости, созданное насадкой, при увеличении скорости хода судна эффективность насадки заметно снижается.

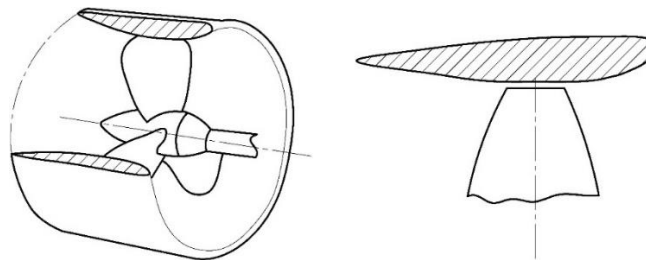


Рисунок 1.15 – Общий вид ГВ с направляющей насадкой

Исследования показывают, что пропульсивные качества судна повышаются при условии, что величина потерь мощности на преодоление сопротивления насадки, обусловленного вязкостью жидкости ниже уменьшения потерь на перетекание жидкости у концов лопастей ГВ [13].

Применение направляющих насадок эффективно при работе с большими коэффициентами нагрузки, они используются на буксирах-якорезаводчиках, на рыболовных траулерах, где применение насадок обеспечивается до 40 – 50% упора ГВ при низких и близких к нулю скоростях хода.

С уменьшением коэффициента нагрузки эффективность направляющих насадок снижается, при скоростях, превышающих 10 узлов, сопротивление

насадки быстро возрастает и на режиме полного хода направляющие насадки неэффективны. Применение направляющих насадок на быстроходных катерах нецелесообразно.

### Поворотные колонки

Повышение требований к маневренности таких судов как ледоколы, траулеры привело к появлению схем ГВ на поворотных колонках (рис. 1.16).

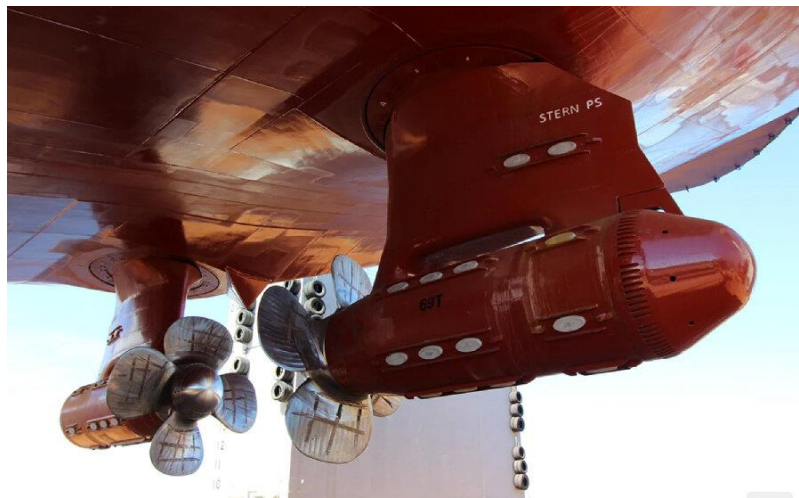


Рисунок 1.16 – Полноповоротные винторулевые колонки ледокола Обь

Поворотные винторулевые колонки по своей сути являются ГВ (иногда ГВ в насадке), направление упора которых может изменяться в широких пределах путем поворота самой колонки относительно своей вертикальной оси. Полноповоротные винторулевые колонки вращаются на  $360^\circ$  благодаря чему обеспечивается при необходимости работа в режиме тянущего, либо толкающего ГВ. Поворотные колонки обеспечивают высокую маневренность при любых скоростях хода судна.

Наиболее широко используемой полноповоротной винторулевой колонкой является движитель Azipod, представляющий собой безредукторную систему с электродвигателем, расположенным в гондole за пределами корпуса судна. Электродвигатель позволяет использовать крутящий момент без ограничений, независимо от частоты вращения ГВ, ввиду отсутствия зубчатых передач, частотный преобразователь позволяет

регулировать скорость и направление вращения силовой установки. Помимо высокой маневренности, рамная конструкция Azipod выдерживает высокие ударные нагрузки, имеет низкие вибрацию и шум, что и обеспечивает ее широкое применение на ледоколах [18].

#### ГВ сложных схем

Сложные схемы ГВ представляют собой конструкции с двумя и более вращающимися винтами (рис. 1.17):

- при тандемном расположении ГВ соосны, вращаются в одном направлении и с одинаковой угловой скоростью;

- парные ГВ – это конструкция из двух соосных ГВ, которые вращаются в противоположные стороны (при этом внутри полого вала помещают второй вал, один из винтов вращает наружный вал, а второй — внутренний);

- ГВ с перекрывающимися дисками, таким образом оба ГВ работают в области действия более интенсивного попутного потока, что дает улучшение пропульсивных качеств.

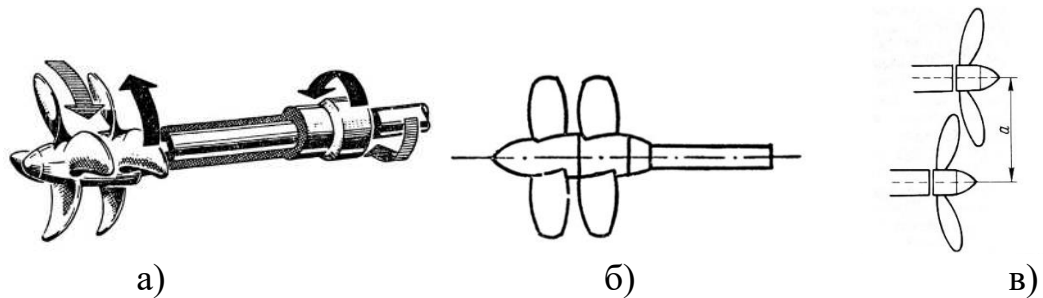


Рисунок 1.17 – Гребные винты сложных схем:

*a* – соосные ГВ парные; *б* – ГВ тандемы;

*в* – ГВ с перекрывающимися дисками

Соосные гребные винты обладают рядом преимуществ, за счет снижения закрутки потока за двигателем повышается общая гидродинамическая эффективность, при равных тяговых усилиях в сравнении с одиночным ГВ соосная схема позволяет уменьшить диаметр каждого из винтов, что уменьшает кавитационные явления [54]. Соосные парные ГВ имеют более высокий КПД, но имеют более сложную конструкцию. Для

привода парных ГВ иногда используют электродвигатели с целью некоторого упрощения конструкции, поскольку электродвигатель позволяет исключить редуктор. Соосные ГВ могут эффективно использоваться на быстроходных катерах с большой мощностью двигателя.

ГВ с перекрывающимися дисками, при корректном выборе формы и взаимного расположения винтов, позволяют повысить пропульсивный коэффициент, на 20% снижая при этом потребляемую мощность на 6% по сравнению с традиционной двухвальной компоновкой. Несмотря на перспективную концепцию, в научно-технической литературе и публикациях отсутствуют обширные экспериментальные и численные исследования, позволяющие оценить гидродинамические характеристики и эффективность таких систем [73, 80].

Интеграция ключевых решений, характерных для винторулевых колонок и соосных ГВ, позволяет создавать более сложные компоновочные схемы движительных комплексов (рис. 1.18).

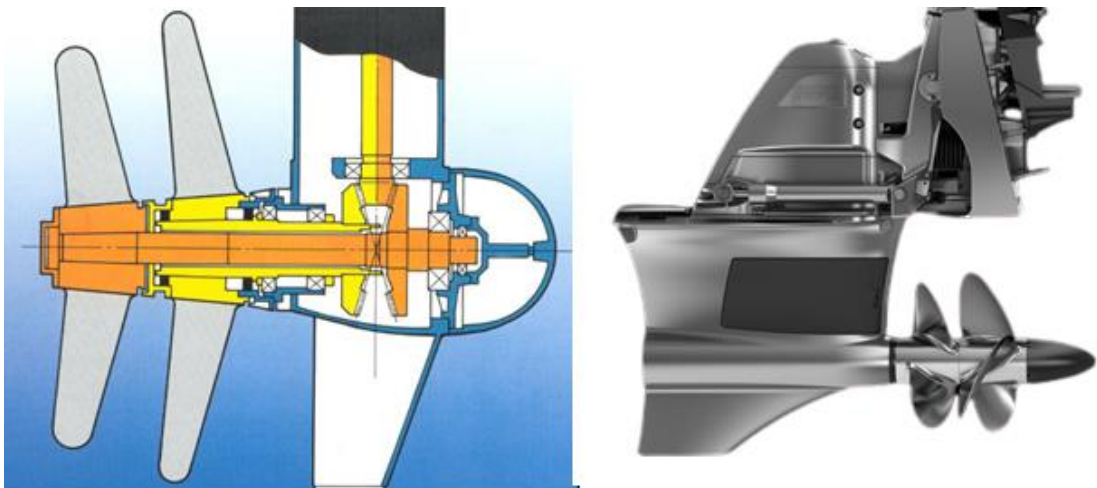


Рисунок 1.18 – Винторулевая колонки с соосными винтами

Преимуществами такой конструкции являются высокая маневренность, возможность развивать большую максимальную скорость, экономия топлива.

### 1.1.2 Крыльчатые движители

Крыльчатый движитель представляет собой движительно-рулевое устройство с полностью погруженным в среду крыльчатым движителем с циклоидальным движением лопастей, создающее упор, направление которого можно изменять. Лопасты совершают колебательные движения при вращении диска движителя и на лопастях возникает подъемная сила, составляющая которой создает упорную силу. При повороте лопастей изменяется величина упора и его направление, что позволяет судну маневрировать без помощи руля. Величина и направление создаваемого упора крыльчатого движителя не зависят от текущей скорости хода судна, таким образом при неизменной частоте вращения приводного двигателя обеспечивается возможность движения судна в произвольном направлении, вследствие этого реверсивные устройства не требуются на судах с крыльчатыми движителями. Классификация крыльчатых движителей представлена на рис. 1.19.

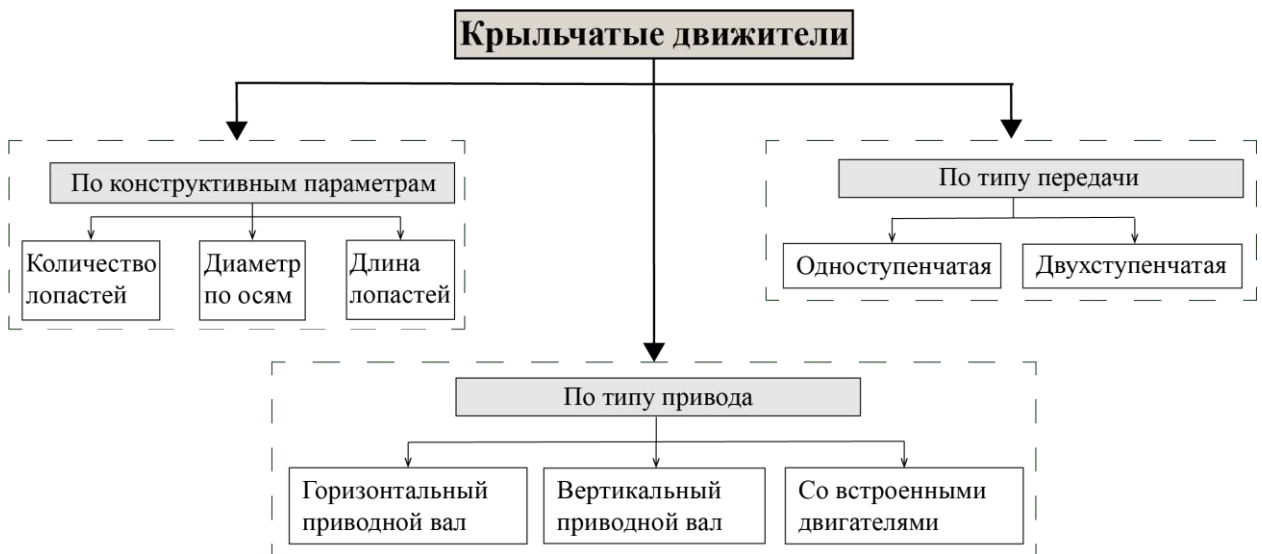
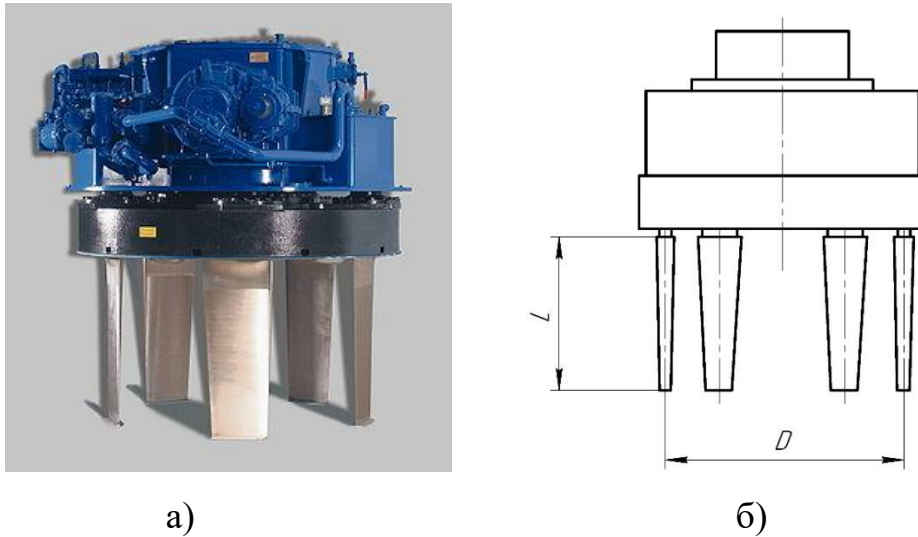


Рисунок 1.19 – Классификация крыльчатых движителей

Преимуществом крыльчатых движителей является и высокий КПД, сопоставимый с КПД ГВ. Выбор оптимальных законов колебаний является главным критерием для получения высокой эффективности [26].



а) б)  
Рисунок 1.20 – Крыльчатый движитель  
а – внешний вид; б – принципиальная схема

Принципиальная схема и внешний вид крыльчатого движителя приведены на рис. 1.20. В зависимости от диаметра по осям  $D$  применяются два типа зубчатой передачи одноступенчатая и двухступенчатая [20]. Длина лопастей  $L$  выбирается в зависимости от диаметра по осям  $D$ . Основной геометрической характеристикой крыльчатого движителя является максимальный относительный эксцентриситет, который определяется как отношение наибольшего возможного расстояния центра управления от оси движителя к его радиусу. Режим работы движителя определяется положением центра управления, при максимальном эксцентриситете крыльчатый движитель создает наибольший упор, ему соответствуют и более высокие значения КПД.

Влияние количества лопастей на КПД крыльчатого движителя незначительно, форма контура лопасти и форма профиля сечения лопасти обеспечивают достижение максимально возможных значений КПД до 65% [51].

Крыльчатые движители широко используются на буксирах, паромех, плавучих кранах, но чаще всего используются в подруливающих устройствах ввиду обеспечения хорошей маневренности.

Крыльчатые движители подвержены раннему возникновению кавитации из-за резкого изменения углов атаки, вследствие чего значительно снижается КПД на больших скоростях. К недостаткам таких движителей можно отнести сложность конструкции и сложность кинематики приводного механизма, конструкция лопастей подвержена повреждениям и поломкам из-за незащищенности в процессе реальной эксплуатации.

### 1.1.3 Водометные движители

Водометные движители создают тяговое усилие за счет выброса струи воды через сопло, они обеспечивают высокую маневренность благодаря чему широко используются на скоростных катерах [17]. Классификация водометных движителей представлена на рис. 1.21.

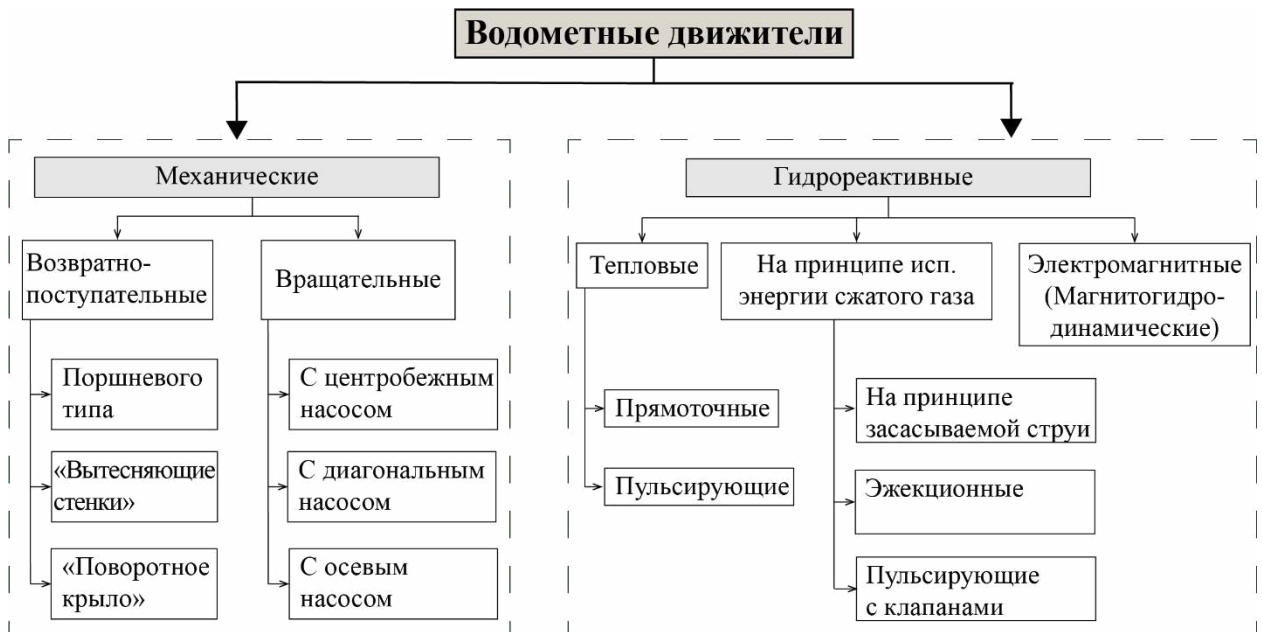


Рисунок 1.21 – Классификация водометных движителей

## Водометные движители механические

Механические водометные движители для создания реактивной струи используются механические рабочие устройства. Водозаборник, насосное устройство (рабочее колесо и контрпропеллер или спрямляющий аппарат) и сопло образуют водопроточный тракт водометного движителя. Схема общего вида водометного движителя (ВД) приведена на рис. 1.22.

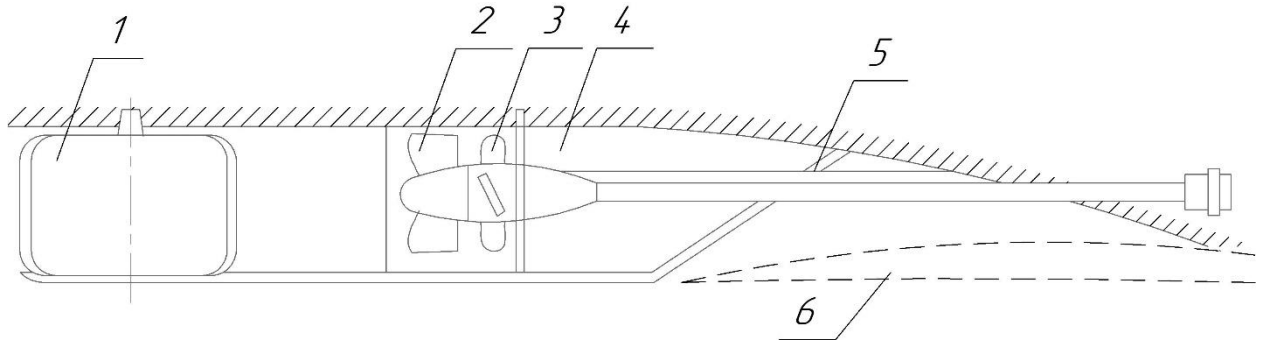


Рисунок 1.22 – Общая схема ВД

1 – реверсивно-рулевое устройство; 2 – контрпропеллер; 3 – рабочее колесо;  
4 – водопроточный канал; 5 – решетка; 6 – водозаборник

Проточная часть ВД спроектирована таким образом, чтобы исключить кавитацию рабочего колеса в широком диапазоне скоростей, при этом с увеличением скорости хода судна, КПД ВД растет и может достигать 50% – 60%. Повышение КПД и, следовательно, эффективности ВД сделало их достойной альтернативой традиционных гребных винтов.

Преимуществами ВД является маневренность на рабочих режимах работы, высокие кавитационные характеристики, хорошая защищенность от повреждений, возможность работы на мелководье. Рассматривая водометные движители, можно отметить их широкое применение там, где быстроходное судно должно беспрепятственно двигаться по мелководью [17, 44].

При эксплуатации ВД следует не допускать засасывания воздуха в проточную часть ВД – наличие пузырьков воздуха приводит к резкому уменьшению упора. К недостаткам ВД относятся сложность конструкции рабочих колес и реверсивно-рулевых устройств.

ВД широко используются в качестве основного движителя на скоростных судах и в качестве подруливающего устройства на крупногабаритных судах. Существует множество схемных решений ВД, одно- и двухступенчатые конструкции насоса, вариации геометрии проточной части ВД для увеличения КПД и расширения диапазона режимов работы. Выбор схемы ВД, как и ГВ, зависит от типа судна и условий эксплуатации.

Особенности различных конструктивных схем ВД в соответствии с классификацией (см. рис.1.21) не рассматриваются, поскольку сущность рабочего процесса сохраняется для всех схем.

### Водометные движители гидрореактивные

Гидрореактивные ВД отличаются отсутствием валопровода и механического рабочего устройства. Среди гидрореактивных ВД наиболее известен магнетогидродинамический (МГД) движитель, использующий прямое преобразование электроэнергии в движение (рис. 1.23). Такая схема движителя не требует силовой установки, отсутствуют движущиеся части, что приводит к низкому уровню шума и также является несомненным преимуществом МГД движителя.

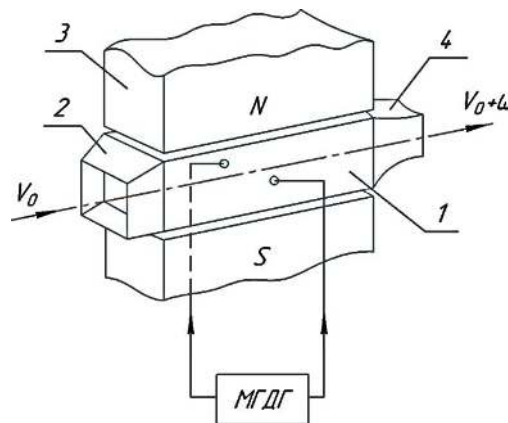


Рисунок 1.23 – Принципиальная схема магнетогидродинамического движителя

1 — канал движителя; 2 – входной водозаборный патрубок; 3 – электромагнит; 4 – выходное сопло

К недостаткам МГД движителя относится низкий КПД, который не превышает 10% [27], а область применения МГД ограничена солеными

водами, так как жидкость, проходящая по каналу, должны быть электролитической.

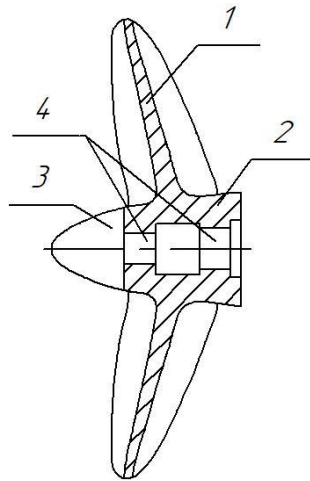
Ток от судового электрогенератора подводится к стенкам, которые представляют собой электроды. Возникающие силы Ампера от взаимодействия тока, пропускаемого через воду, с постоянным магнитным полем ускоряют поток воды  $m$ , возникающая тяга обеспечивается изменением количества движения ( $mV_0$  на входе и  $m(V_0 + \omega)$  на выходе).

Увеличение эффективности МГД возможно при помощи сверхпроводящих магнитных систем с высокой индукцией магнитного поля.

Тепловые гидрореактивные движители выполняются прямоточными либо пульсирующими, в таких движителях используется химическая энергия топлива, преобразуемая в кинетическую энергию водяной струи. КПД таких движителей также не высок, и составляет 20 – 25%, они находят свое применение в основном для движения на коротких дистанциях [49].

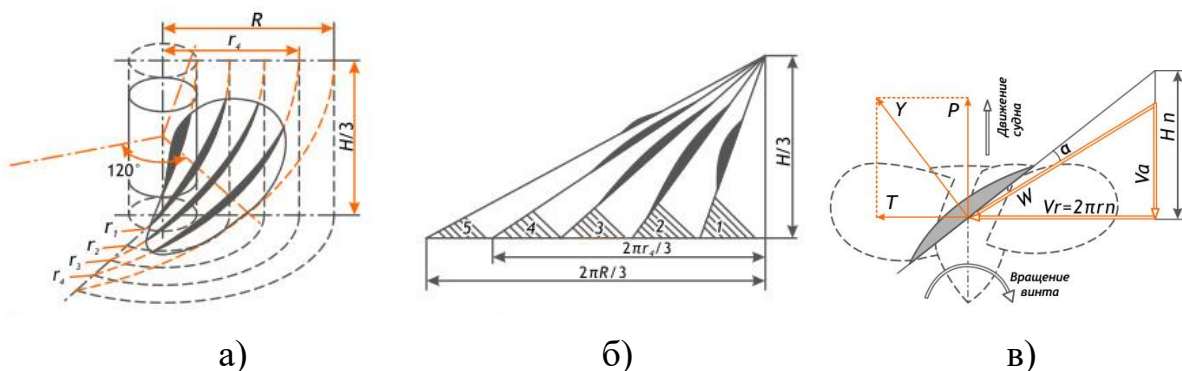
## 1.2 Анализ рабочего процесса ЛВ

Основным движителем современных судов является ЛВ, проведенный обзор схем и режимов работы ЛВ позволяет сделать вывод, что разработка новых конструкций ЛВ связана с решением таких проблем, как увеличение тяги, сведение к минимуму кавитации, шума и вибрации, увеличение маневренности и безопасности. Интенсивность роста мощностей двигателей и быстроходность судов повышает требования к особенностям геометрии гребных винтов. Пример типовой конструкции лопастного винта фиксированного шага показан на рис. 1.24.



Рисунке 1.24 – Конструкция лопастного винта фиксированного шага  
 1 – лопасть; 2 – ступица; 3 – обтекатель; 4 – посадочные поверхности конуса гребного вала

Рабочий процесс ЛВ описывается возникающей при вращении ЛВ на лопастях силой ( $Y$ ), которая образуется из силы  $P$ , создающей упор винта, и силы  $F$ , от крутящего момента двигателя (рис. 1.25, в). Упор ЛВ зависит от угла атаки профиля лопасти  $\alpha$ , для сохранения оптимального угла атаки, по мере удаления сечения лопасти от центра необходимо разворачивать лопасти под большим углом к оси винта. Получающаяся винтовая поверхность и шаговые треугольники приведены на рис. 1.25 а, б.



а) б) в)

Рисунок 1.25 – Характеристики ЛВ

а – винтовая поверхность лопасти ГВ; б – шаговые треугольники;  
 в – схема сил и скоростей на лопасти ЛВ

Работа ЛВ характеризуется несколькими основными безразмерными характеристиками, переход к безразмерным характеристикам позволяет использовать имеющиеся закономерности независимо от абсолютных размеров ЛВ:

- основная безразмерная кинематическая характеристика, определяющая режим его работы – относительная поступь:

$$\lambda_p = \frac{v_p}{Dn}, \quad (1.3)$$

где  $v_p$  – расчетная скорость поступательного движения винта;

$n$  – частота вращения винта;

$D$  – диаметр винта.

- основные гидродинамические характеристики ЛВ, коэффициенты упора  $K_1$  и момента  $K_2$ :

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4} \quad (1.4)$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} \quad (1.5)$$

Наглядное представление о работе ЛВ дает график гидродинамических характеристик (называемых кривыми действия). Совместно с кривыми  $K_1$  и  $K_2$  строят кривую изменения КПД винта, определяющегося как отношение полезной мощности винта к затраченной:

$$\eta_p = \frac{P v_p}{N_B} = \frac{P v_p}{2\pi n M} = \frac{K_1 \lambda_p}{K_2 2\pi}. \quad (1.6)$$

Пример типовой гидродинамической характеристики ЛВ приведен на рис.1.26.

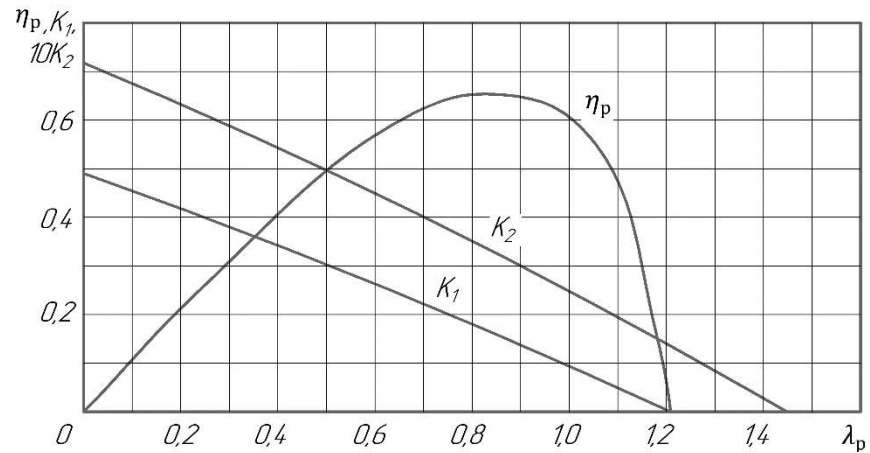


Рисунок 1.26 – Кривые действия лопастного винта

Кривые действия позволяют определить упор, момент и КПД винта при различных режимах его работы. С увеличением поступи  $\lambda_p$  уменьшаются углы атаки и силы, возникающие на лопастях винта, коэффициент упора  $K_1$  снижается до режима нулевого упора, а подводимый вращающий момент затрачивается на преодоление сопротивлений на ЛВ, снижение коэффициента момента  $K_2$  происходит до режима нулевого момента, при этом ЛВ вращается только от набегающего потока, подводимый момент равен нулю.

КПД винта  $\eta_p$  достигает максимального значения на расчетном режиме работы ЛВ, при моделировании рабочих процессов ЛВ ставятся задачи по обеспечению работы в области максимальных значений КПД, которые теоретически могут достигать значений 70 – 75% при оптимальных величинах основных параметров, но на практике КПД реальных винтов оказывается меньше – от 65% и ниже, так как кроме геометрических и кинематических параметров самого винта, на КПД оказывает влияние и обводы корпуса судна, его скорость, условия эксплуатации.

Зависимость КПД от скорости судна для различных движителей приведена на рис. 1.27 [33], данные кривые показывают, что применение классических ГВ целесообразно, когда скорости судна не превышают 40 узлов (~74 км/ч), применение СКВ наряду с водометными движителями эффективно используется на быстроходных судах.

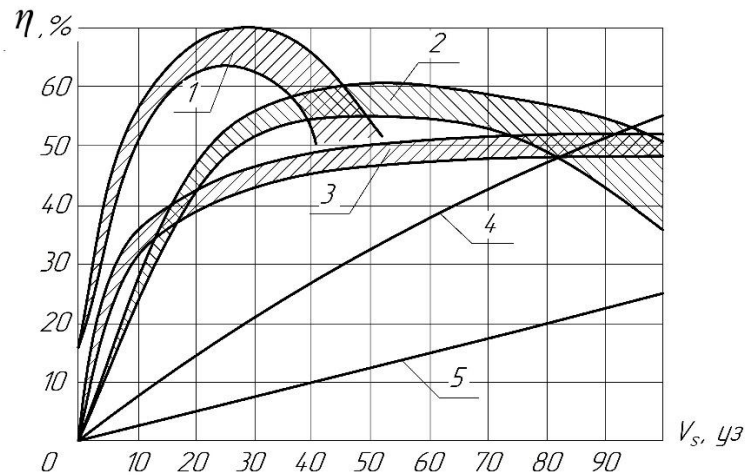


Рисунок 1.27 – Зависимость КПД для различных движителей:  
 1 – гребной (лопастной) винт; 2 – суперкавитирующий гребной винт;  
 3 – водомерный движитель; 4 – воздушный винт;  
 5 – воздушно-реактивный двигатель

Стоит отметить, ГВ обладает ограничениями по возможным скоростям хода судна. Для достижения высоких скоростей (более 80 км/ч) целесообразно использовать комбинированные схемы. В этой области находят применение движители с воздушными винтами.

Исследования рабочих процессов и возможной эффективности лопастных машин [58] показывают, что максимальный КПД ГВ может достигать 65 %; водомерные движители обеспечивают значения КПД до 50 %; КПД суперкавитирующих гребных винтов достигает 55 %; воздушные винты с ростом скоростей позволяют достигнуть значений КПД в 55 %.

Обобщая вышеизложенное, можно отметить, что выбор лопастной машины определяется назначением судна, требованиями к режимам работы, параметрами и характеристиками рабочих процессов, в том числе значениями КПД. Для маломерных судов наиболее эффективной лопастной машиной в большинстве случаев в настоящее время является гребной винт.

Способы существенно повысить КПД традиционных ЛВ уже себя исчерпали, классические винты за многолетнюю историю развития доведены до своего совершенства, их проектирование осуществляется по стандартным методикам и отработанным технологиям. Расширение области эффективного

применения ЛВ – увеличение максимального КПД и режимов бескавитационной работы при больших скоростях судна, возможно с использованием перспективных схем ЛВ. В связи с этим разработка нестандартных, новых схемных решений ЛВ является актуальной задачей.

### **1.3 Обзор научных публикаций**

Жуковский Н. Е. в начале XX века разработал свою знаменитую вихревую теорию гребного винта [31], что послужило основой для разработки методов расчета, в развитии этой теории Э. Э. Папмелем были предложены диаграммы для расчета гребных винтов, значительный вклад в теорию гребного винта и методики его расчета также внесли советские ученые С. А. Чаплыгин и Н. Н. Поляков, а также В. П. Ветчинкин, В. М. Лаврентьев, В. Л. Поздюнин, А. М. Басин, Ф. А. Брикс и зарубежные Р.И. Тейлор, И.Д. Ван Мене, К. Танигучи, Ф. Гуче и др.

Оптимизация лопастного винта – это многокритериальная задача, целью которой является улучшение гидродинамических характеристик. В настоящее время ведутся работы исследованию рабочего процесса, улучшения гидродинамических характеристик ЛВ, по созданию нетрадиционных схемных решений ЛВ.

#### **1.3.1 Анализ научных публикаций по рабочему процессу ЛВ**

Развитие современных численных методов моделирования меняет и подходы к проектированию ЛВ. Исследования обтекания ЛВ, с использованием различных программных комплексов, достоверность получаемых результатов опубликованы в статьях [3, 34, 43], где приводится верификация численного моделирования по результатам экспериментальных исследований. В большинстве работ используется модель турбулентности SST

(Shear Stress Transport) [82] для решения уравнений Навье-Стокса, хорошо себя зарекомендовавшая в CFD-расчетах [21].

В статьях [52, 53] рассматриваются подходы к численному моделированию и использование различных моделей турбулентности в сравнении с экспериментальными данными, даны рекомендации для повышения точности предсказания характеристик ГВ, связанные с формированием сеточных моделей. Работы [71, 87] рассматривают сравнение экспериментальных и расчётных данных модельных испытаний ГВ, авторы указывают на большое влияние числа Рейнольдса в экспериментальных и численных экспериментах в масштабных моделях, на важность его учета при прогнозировании характеристик ГВ с использованием CFD расчетов.

В статье [104] проведено исследование влияния количества элементов сетки на характеристики винта ( $K_T, K_Q, \eta$ ), авторы получили хорошую точность расчетов с использованием стандартного ПК, применяя условия периодичности – в расчетах использовалась 1/3 модели. Показано, что анализ сеточного разрешения является необходимым шагом для оценки точности CFD расчета и достижения достоверных результатов расчетов.

В вопросах моделирования кавитации не существует универсальной модели, позволяющей описать процесс кавитации от зарождения до схлопывания пузырька. Все современные численные модели кавитации являются гомогенными и с высокой степенью точности позволяют спрогнозировать кавитационные явления на этапе прогнозирования.

Модель Шнерра–Зауэра учитывает как физические, так и гидродинамические аспекты кавитационного процесса. Механизм образования кавитационных пузырьков описывается через критические значения давления в потоке жидкости, данная модель кавитации не использует эмпирические коэффициенты, используются только физические параметры, в этом случае объемная доля пара  $\alpha$ :

$$\alpha^+ = \frac{n_0}{1 + \frac{4}{3}n_0\pi R^3} 4R^2 \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_f}} \quad (1.7)$$

$$\alpha^- = -\frac{n_0}{1 + \frac{4}{3}n_0\pi R^3} 4R^2 \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_f}} \quad (1.8)$$

где  $n_0$  – концентрация ядер в единице объема, ядер/м<sup>3</sup>;

$p_v$  – давление насыщенных паров;

$p$  – местное давление жидкости;

$\rho_f$  – плотность жидкости.

Объемная доля пара  $\alpha^-$  уменьшается в случае, когда локальное давление жидкости превышает давление насыщенного пара и используется формула (1.8), а когда локальное давление жидкости становится ниже давления насыщенного пара объемная доля пара увеличивается  $\alpha^+$  и используется формула (1.7) соответственно [84]. Модель Шнерра–Зауэра показывает высокую сходимость с экспериментальными данными при использовании модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  [86].

Модель ZGB (Zwart–Gerber–Belarmi) для определения массопереноса  $\dot{m}$  вместо объемной доли пара  $\alpha_v$  предполагает использование произведения объема зародышей  $\alpha_{nuc}$  на объемную долю оставшейся жидкости  $(1 - \alpha_v)$ :

$$\dot{m} = -C_p \frac{3\rho_f(1 - \alpha_v)\alpha_{nuc}}{R} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_f}} \quad (1.9)$$

Модель ZGB использует стандартную  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности при вычислении турбулентной вязкости и не всегда точно дает значения начала кавитации [74].

Модель Рэлея–Плессета позволяет моделировать образование и схлопывание кавитационных каверн, анализировать вихревые структуры в кавитационном потоке, но предполагает постоянство давления на расстоянии от пузырька.

Моделирование возникающей кавитации рассматривается в ряде работ [8, 38, 69, 70, 88, 89], использование модели Рэля-Плессета показывает, что можно с достаточной точностью прогнозировать кавитационные характеристики, в статье [105] подробно рассмотрены вопросы кавитации возникающие от концевых вихрей ГВ. Модель кавитационного массопереноса Рэля-Плессета учитывает скорость роста и статический характер распределения пузырьков воздуха в кавитационном потоке. В упрощенном виде скорость роста пузырька определяется по зависимости [61]:

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_f}}, \quad (1.10)$$

где  $p_v$  – давление пара внутри пузырька (давление насыщенных паров, зависящее от температуры).

Объемная доля пара  $\alpha$  в ячейке учитывается статистически на основе определения числа  $n$  зародышей и их радиусов  $R_0$ :

$$\alpha = \frac{4}{3} \pi n R_0^3. \quad (1.11)$$

В работе [1] рассматриваются вопросы моделирования рабочего процесса водометного движителя с учетом возникновения кавитации, автор указывает, что при моделировании необходимо корректировать коэффициенты конденсации и парообразования в модели кавитации Рэля-Плессета для снижения погрешности расчета в сравнении с экспериментальными данными.

Автор работы [40] описывает вопросы оптимизации формы гребного винта в однородном потоке, численному моделированию обтекания объектов морской техники. Подробно рассмотрены проблемы оптимизации ГВ, выбора параметров лопасти для оптимизации. Показаны результаты численного моделирования на «грубой» и «хорошей» сетках [40, 41] в сравнении с экспериментальными данными. В указанных работах рассматривается создание программного кода, метамоделей для автоматизации расчетов

обтекания ГВ. Автором не рассматриваются вопросы кавитации ГВ, влияние на характеристики ГВ обводов судна.

Стоит отметить, что в рассмотренных публикациях CFD-расчеты не включают в себя оценку прочности и долговечности ГВ, а также возможных перспективных подходов к проектированию ГВ. В публикации [19] показывается необходимость оценки напряженного состояния в комплексе с численным моделированием работы ГВ при проектировании.

Авторами работы [58], по проектированию новых типов движителей, рассматриваются схемы винторулевых колонок, различные типы водометных движителей, движители с кольцевым приводом. Отмечается необходимость создания методов проектирования перспективных движителей для создания конкурентоспособных движителей по сравнению с ГВ. Подобные методы проектирования должны учитывать вихревые следы за лопастями, нестационарность процессов в условиях неоднородного набегающего потока, кавитацию, расчет движителей на непроектных режимах, анализ прочности на режиме реверса, как наиболее нагруженном режиме. В работах [33, 45] приводится исследование совершенствования конструкции движительных систем в современном судостроении, авторы отмечают перспективность винторулевых колонок как движительных системам, за счет совмещения в себе различных конструктивных и гидромеханических решений в едином комплексе, при этом не проводится сравнения с другими типами движителей.

### **1.3.2 Анализ публикаций по разработке принципиально новых схемных решений ЛВ**

Развитие подходов к проектированию лопастных машин, технологий производства обуславливает появление конструктивно сложных вариантов лопастей винтов, реализация которых в современных условиях не представляет существенных технологических затруднений.

Работа [96] посвящена разработке схемы ЛВ с отверстиями на концевой части лопасти (рис. 1.28, а), с использованием CFD подходов. Рассчитанное увеличение КПД такого ЛВ в сравнении с обычным составляет 8-9%, экспериментального подтверждения увеличения КПД автором не приводится.

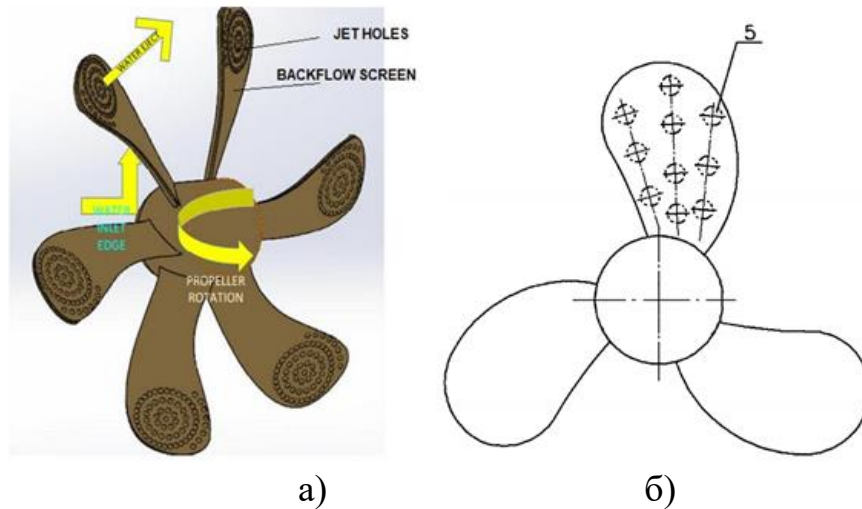


Рисунок 1.28 – Лопастные винты

*a* – с отверстиями на концевой части; *б* - с отверстиями по всей лопасти

ЛВ с отверстиями в лопастях рассматривались уже и ранее, например, автор [48] (рис. 1.28, б) также предполагает снижение рассеяния энергии и, следовательно, повышение эффективности работы ЛВ. Серийного применения ЛВ с отверстиями пока не находят.

Авторами статьи [50] используется бионический подход к моделированию ЛВ – винт с волнистыми лопастями (рис. 1.29).



Рисунок 1.29 – Лопастной винт с волнистыми лопастями

Моделирование формы лопастей основывалось на идее повторения формы рисунка морских раковин. В результате достигнуто:

- снижение изгибно-крутильных колебаний и повышение КПД за счет увеличения площади радиальных сечений;
- увеличение жесткости за счет снижения деформации выходящей тонкой кромки;
- уменьшение кавитации и снижение уровня шума благодаря удержанию пограничного слоя набегающего потока на лопасти волнистой формы и более равномерному его распределению на поверхности.

Исследователи бионического моделирования [66] создали форму ЛВ, приведенную на рис. 1.30.



Рисунок 1.30 – Бионический лопастной винт

Конструкция ЛВ имеет петлевидную форму с концевой частью, повторяющей оперение птичьих крыльев, снижающие сопротивление воздуха при полете птицы. По данным авторов бионического ЛВ увеличение тяги составляет 19%, а снижения уровня шума 30% [66], однако авторы не приводят возможные характеристики работы винта на режимах, отличных от расчетного.

Бионическое моделирование безусловно является перспективным направлением, остается открытым вопрос серийного потребления, ремонтпригодности и ресурса.

Разработчики современных ГВ добиваются повышения эффективности путем профилирования профиля сечения лопасти. К примеру, гребной винт C-FOIL [101] (рис. 1.31), серийно выпускаемый английской компанией Teignbridge, является новейшей разработкой в области дизайна, он имеет улучшенную, препятствующую кавитации форму сечения лопасти, которая увеличивает тягу и улучшает эффективность лопастного винта (обеспечивает примерно на 5% большую тягу и на 8% больший КПД по сравнению с традиционными винтами, способствуя повышению топливной экономичности).

Специально спроектированные лопасти ГВ C-FOIL позволяют развивать высокие скорости до 35 узлов (~65 км/ч) без кавитации [91].



Рисунок 1.31– Гребной винт C-Foil

Нестандартную форму ГВ предлагает нидерландская компания Poseidon Propulsion Inc (рис. 1.32). В статье [90] показано, что путем сложного профилирования создана форма бесшумного, некавитирующего ГВ. Гребные винты Poseidon Silent Thruster (PSTP) предназначены для прогулочных яхт и коммерческих судов, но могут быть адаптированы к любому двигателю и размеру судна.

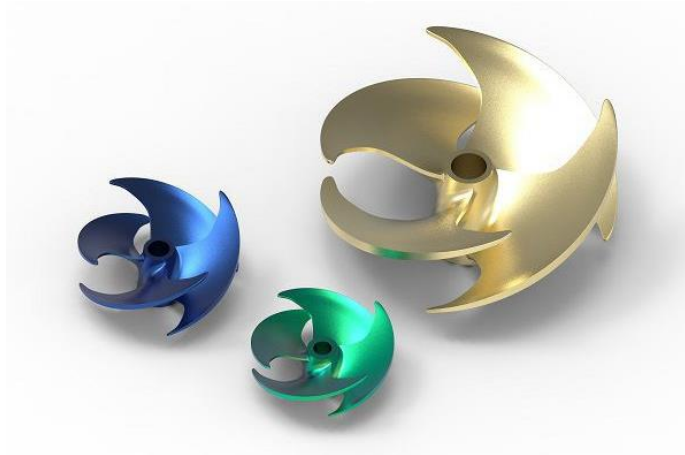


Рисунок 1.32 – Гребной винт PSTP

Работы [77, 78, 80, 92, 95] посвящены вопросам рабочего процесса схем ГВ, где для повышения эффективности используются направляющие лопасти (рис. 1.33).



а)

б)

Рисунок 1.33 – Направляющие лопасти гребного винта:  
*a* – устанавливаемые после винта (Boss Cap Fins) *б* – устанавливаемые перед винтом (Pre-swirl Stator)

Исследования показывают, что можно эффективно использовать вихревые потоки, образующиеся при вращении ГВ. Устройство PBCF (Propeller Boss Cap Fins) представляет собой лопасти, установленные на втулке

винта, предотвращающие втулочный вихрь, в итоге экономия топлива составляет 5%.

Pre-swirl Stator Propeller (PSP) представляет собой ряд лопаток статора, установленных перед ГВ. Статорные лопатки создают благоприятные условия для работы ГВ, повышая его эффективность. PSP представляет собой альтернативу кольцевым насадкам.

В статьях [73, 76] рассматриваются особенности снижения концевых вихрей путем использования концевых пластин на ГВ, называемых Contracted Loaded Tip (CLT) Propeller (рис. 1.34).



Рисунок 1.34 – ГВ с концевыми пластинами  
(Contracted Loaded Tip Propeller)

Применение CLT-винтов позволяет повысить КПД на 5-8%, снижает расход топлива до 10% и улучшает кавитационные характеристики, однако на нерасчетных режимах работы эффективность CLT-винтов оказывается ниже традиционных ГВ [73].

Объединяя тенденции современных подходов к созданию ЛВ, компания Sharrow Engineering LLC разработала нестандартную конструктивную схему

ЛВ (рис. 1.35) [97, 98], обеспечивающую, по сравнению с традиционными гребными винтами, следующие преимущества:

- снижение удельного расхода топлива в широком диапазоне оборотов;
- увеличение скорости судна;
- отличная маневренность и управляемость;
- вихри и кавитация не образуются на петлевой конструкции;
- практически полное отсутствие вибрации;
- снижение уровня шума.



Рисунок 1.35 – Лопастной винт Sharrow propeller

Идея эффективности петлевых винтов (ЛВ Sharrow, Бионический ГВ bigrep) основывается на исключении концевых вихрей, которые, как известно, создают большие потери, в работе [15] автор приводит методику расчета тороидальных ЛВ на основе ленты Мебиуса и отмечает снижение гидродинамических потерь и увеличение упора на 5 – 10%.

Конструктивные особенности петлевидной лопасти в отличие от консольного крепления, характерного для классических ГВ, обеспечивают повышение механической прочности и жесткости конструкции.

Компанией Sharrow Engineering LLC в настоящий момент изготовлены петлевидные винты для лодочных двигателей небольшой мощности, но основной акцент направлен на создание серийных моделей для мощных подвесных двигателей и кормовых приводов от 100 л.с. до 450 л.с., так как на них эффект от экономии топлива будет наиболее заметен.

Стоит отметить, авторы [98] не рассматривают влияние различных форм профилей лопастей на рабочий процесс, сравнение их эффективности на разных режимах работы.

Исследование в области петлевидных лопаточных машин [59] показывает снижение шума, происходящее за счет разделения потока и взаимодействия между пульсационными компонентами скорости. Исследования воздушных тороидальных винтов (рис. 1.36) свидетельствуют о повышении эффективности охлаждения [85] и снижении аэродинамического шума при тех же условиях моделирования [103]. В указанных статьях указывается повышение тяговых характеристик при заданных мощностях, обобщая вышеизложенное можно отметить перспективность дальнейших исследований данного направления.



а)



б)

Рисунок 1.36 – Воздушные петлевидные винты:

а – тороидальный; б – лопасти «Вохггор» [В]

Анализ научно-технической литературы показывает увеличение публикаций по теме исследования лопастей петлевидной формы воздушных винтов [67, 103] и гребных винтов [99, 106], в которых рассматриваются рабочие процессы и вопросы повышения эффективности движителей путем применения нетрадиционных схемных решений.

Аналитический обзор схемных решений нетрадиционных лопастных гидравлических машин и анализ работ по проблемам моделирования их

рабочих процессов показывает, что большая часть публикаций в этой области не рассматривает влияние геометрических параметров лопастей и форм профилей на параметры рабочего процесса, а предлагаемые методики не носят законченного инженерного уровня.

Таким образом, актуальной задачей при проектировании перспективных гидравлических лопастных машин является повышение эффективности, гидродинамического совершенства лопастных машин путем оптимизации геометрических параметров, разработки методического аппарата по проектированию лопастных машин с нетрадиционными схемными решениями.

#### **1.4 Постановка цели и задач**

Проведенный анализ научно-технической литературы, публикаций, патентный обзор по теме диссертационной работы, позволили сформировать основные направления исследований.

Целью работы является повышение эффективности гидравлических машин с петлевидными лопастями, декомпозиция поставленной цели позволила сформулировать основные задачи исследования:

1) Аналитический обзор схемных решений лопастных гидравлических машин и судовых движителей, анализ работ по проблемам моделирования рабочих процессов лопастных гидравлических машин и судовых движителей.

2) Разработка математической модели и исследование рабочего процесса петлевидного винта с учетом влияния геометрических параметров.

3) Экспериментальные исследования и верификация математической модели петлевидных винтов.

4) Разработка методики проектирования петлевидных винтов.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

Выполнен аналитический обзор конструктивно-компоновочных и схемных решений лопастных гидравлических машин и судовых движителей, на основе которого составлена классификация лопастных движителей по техническим показателям, выявлены особенности применения различных схемных решений. Определены основные конструктивные и кинематические параметры, влияющие на характеристики ЛВ, установлены области эффективной работы ЛВ в зависимости от числа кавитации.

Проведенный обзор научно-технической литературы по схемным решениям ЛВ показал, что в настоящее время для повышения эффективности ЛВ, используются конструктивные решения (ГВ на поворотных колонках, соосные, тандемные ГВ), значительно усложняющие конструкцию, что обуславливает актуальность задачи разработки конструктивно простой и эффективной схемы винта.

Анализ материалов, используемых для изготовления ЛВ, и технологий изготовлений позволил выявить существенное влияние шероховатости поверхности ЛВ на его КПД, что предопределяет высокие требования к качеству обработки поверхности лопасти, соответственно целесообразна разработка схемных решений с применением технологий, обеспечивающих высокое качество поверхности.

Сопоставительный анализ схем и характеристик КПД лопастных машин различных схем показывает, что повышение КПД ЛВ позволит существенно расширить области применения ЛВ на судах различного назначения. ЛВ с элементами бионического дизайна и нетрадиционных схем обладают определенными преимуществами перед классическими ЛВ, что предопределяет актуальность и востребованность исследований, направленных на моделирование рабочих процессов и реализацию новых схемных решений, обеспечивающих повышение КПД.

Аналитический обзор научных работ, посвященных моделированию рабочего процесса ЛВ, показал широкое применение численных методов моделирования как для расчетов характеристик ЛВ, так и для прогнозирования возникновения кавитации. Обзор научных публикаций, посвященных разработке схемных решений винтов, показал, что реализация конструкций, разработанных с использованием современных численных методов, способствует не только повышению эффективности, но и улучшению акустических и кавитационных характеристик ЛВ. По результатам анализа схемных решений определены наиболее перспективные направления исследований, направленных на создание энергоэффективных ЛВ.

Проведенный аналитический обзор рабочих процессов и схемных решений ЛВ, анализ публикаций и патентных источников, позволили сформировать основные направления научных исследований, выявить рекомендации по формированию математической модели, определить цель и задачи исследований.

## ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ

### 2.1 Разработка математической модели петлевидных винтов

#### 2.1.1 Описание рабочего процесса петлевидного винта

Особенности рабочего процесса петлевидного винта основываются на едином вихревом следе без тангенциальных разрывов скоростей вследствие геометрических особенностей для максимально эффективного преобразования крутящего момента привода в создаваемую тягу. Петлевидный винт представляет собой лопасти, выполненные в форме петли, профиль лопастей выполнен с изменяющейся по высоте хордой.

Общий вид петлевидного винта с основными обозначениями представлен на рис. 2.1, трехмерная твердотельная модель на рис. 2.2, а.

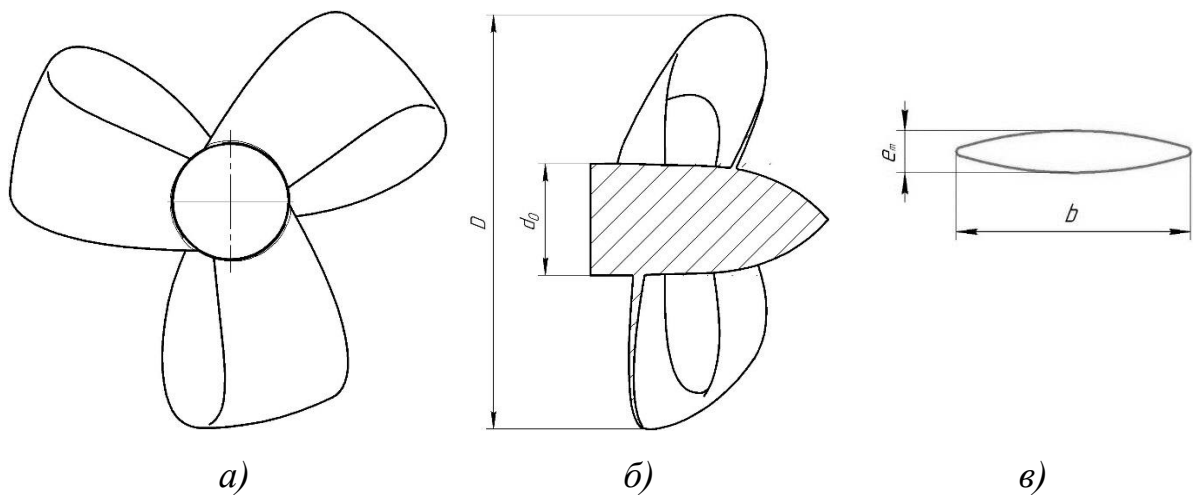


Рисунок 2.1 – Общий вид петлевидного винта  
а – вид спереди; б – продольный разрез; в – профиль лопасти (увеличено)

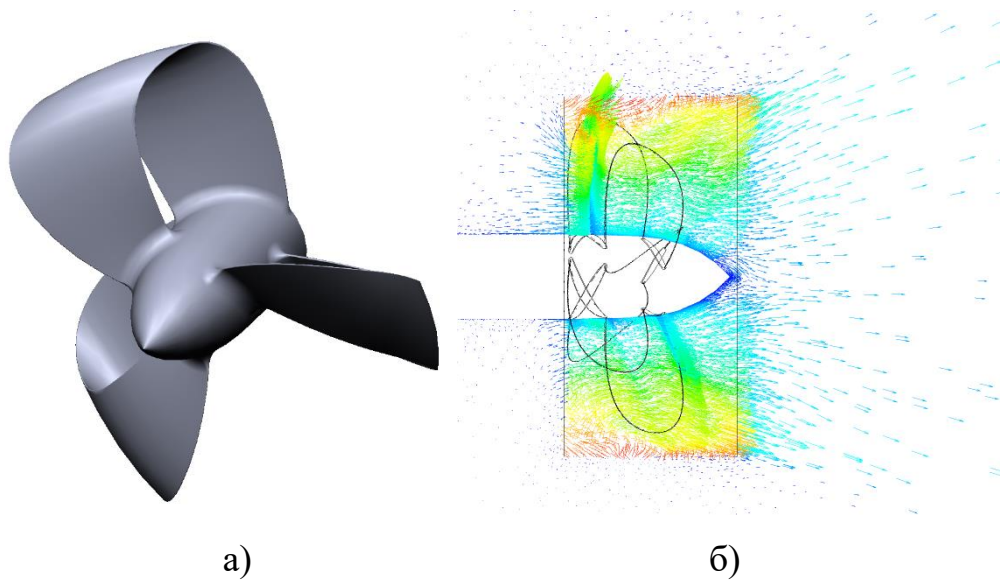


Рисунок 2.2 – Петлевидный винт  
*а – 3D-модель; б – линии тока в поперечном сечении*

При работе классического ГВ в рабочей среде наблюдается характерный след (рис. 2.3), возникающий в результате турбулентного перемешивания при отрыве потока от направляющей поверхности вследствие отрывной кавитации. Петлевидная форма лопастей ЛВ позволяет предотвратить появление данного вида отрывной кавитации (рис. 2.2, б).

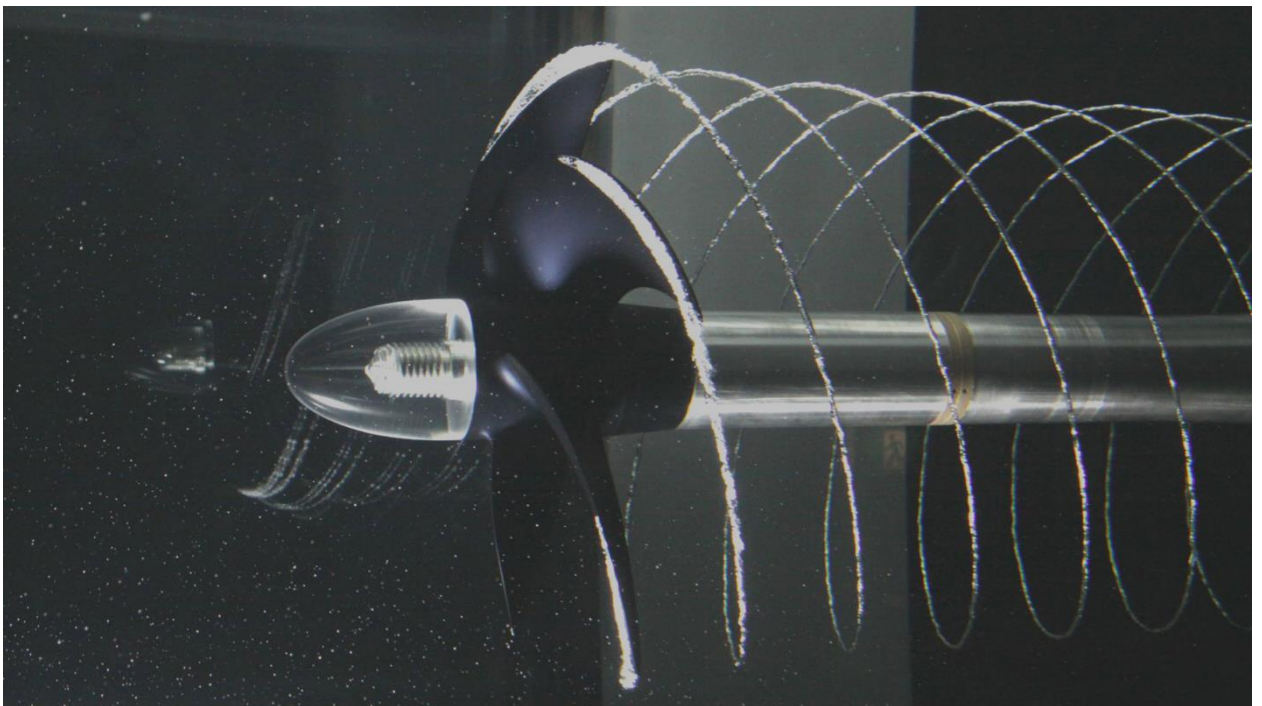


Рисунок 2.3 – Кавитационный след традиционного ГВ

Движение судна обеспечивается тягой гребного винта, при вращении на элементе лопасти возникают подъемная сила и лобовое сопротивление, которые в свою очередь создают упор ( $P$ ) и момент ( $M$ ). Данные параметры не являются постоянными величинами, они представляются в виде безразмерных величин кривых действия: коэффициента упора ( $K_T$ ) и коэффициента момента ( $K_Q$ ) как функции относительной поступи гребного винта ( $\lambda_p$ ).

Кривые действия гребного винта показывают изменение эффективного упора, возникающего момента, в зависимости от скорости (относительной поступи). Коэффициенты упора  $K_T$  и момента  $K_Q$  рассчитываются по зависимостям:

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; \quad (2.1)$$

$$K_Q = \frac{M}{\rho n^2 D^5}. \quad (2.2)$$

Расчет значений коэффициентов  $K_T$ ,  $K_Q$  позволяет определить КПД гребного винта, основной показатель его эффективности:

$$\eta_p = \frac{K_1 \lambda_p}{K_2 2\pi}. \quad (2.3)$$

Исследование рабочего процесса и характеристик ПЛВ проводится с использованием численного моделирования в САПР с использованием метода конечных элементов, позволяющего получить качественную и количественную информацию о рабочем процессе гребного винта в каждой точке расчетной области. Для постановки и решения задачи обтекания твердого тела необходимо выполнить следующие этапы: импорт созданной в САПР системе CAD-модели, генерация сеточной модели (Mesh), задание условий течения в препроцессоре для описания физических аспектов процесса (например, ANSYS CFX-Pre), непосредственно решение задачи в модуле решателя (например, ANSYS CFX-Solver), анализ и визуализация результатов расчета (например, ANSYS CFX-Post).

Численное моделирование на основе конечно-элементного анализа на примере использования ANSYS CFX основано на использовании уравнений

газовой динамики, описывающих механизмы переноса тепла, массы и количества движения, известные как уравнения Навье-Стокса и численных методов решения дифференциальных уравнений, замыкаемых моделью турбулентности.

Основные уравнения:

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U) = 0 \quad (2.4)$$

где  $U$  – скорость потока, м/с<sup>2</sup>;

Уравнение количества движения (или уравнение импульсов)

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \mu e_{ij}}{\partial x_j} + g_i \quad (2.5)$$

где  $e_{ij}$  – тензор скоростей деформации, с<sup>-1</sup>;  $g_i$  – массовые силы;

$\mu$  – динамическая вязкость, Па·с;

В общем виде уравнение Навье-Стокса имеет вид

$$\frac{dU}{dt} = \vec{J} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 \vec{U} + \frac{1}{3} \nu \text{grad } (\text{div } \vec{U}) \quad (2.6)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость;

$\vec{J}$  – ускорение массовой силы.

Уравнение Навье-Стокса описывает влияние дивергенции на скорость потока, то как влияет на движение изменение давления и действующих сил, в то же время кинематическая вязкость позволяет оценить влияние частиц друг на друга.

Учитывая, что турбулентное течение имеет бесконечное число степеней свободы [21, 32], одним из путей нахождения решения уравнений Навье-Стокса является осреднение по Рейнольдсу. В этом случае уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости (для усредненной скорости) принимает вид:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.7)$$

Уравнение Навье-Стокса можно переписать в виде:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2.8)$$

где,  $\bar{\sigma}_{ij}$  – напряжения в жидкости;

$\rho \overline{u'_i u'_j}$  – напряжения Рейнольдса.

Таким образом, в уравнениях присутствуют три неизвестные компоненты скорости, гидродинамическое давление и шесть напряжений Рейнольдса; для нахождения взаимосвязи между напряжениями Рейнольдса и параметрами осредненного потока используются различные модели турбулентности.

Наиболее широко используемыми ввиду относительной простоты, физической адекватности описания расчетной модели и уровнем вычислительной трудоемкости являются модели турбулентности  $k - \varepsilon$  и  $SST$  [2, 81].

Исследования разных авторов [35, 65, 100, 102] по моделированию с использованием данных моделей турбулентности для турбулентных течений при различных режимах течения описывают возможности их адаптации для описания развитых турбулентных течений, возникающих вблизи контактных границ в результате развития гидродинамической неустойчивости. Дополнительные уравнения, описывающие возникновение новых вихрей и их диссипацию, полученные полуэмпирическим путем, позволяют замкнуть систему уравнений.

Модель турбулентности  $k - \varepsilon$  применяется для выполнения расчетов широкого круга задач, в данной модели турбулентности описание турбулентных величин основано на системе двух нелинейных диффузионных уравнений – массовой плотности турбулентной энергии  $k$  и скорости ее диссипации  $\varepsilon$  [21]. Модель турбулентности  $k - \varepsilon$  предполагает, что турбулентная вязкость связана с кинетической энергией диссипации следующим образом:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.9)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\varepsilon$  – скорость диссипации турбулентной энергии, а  $C_\mu$  находится в зависимости от тензора средних скоростей вращения:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (2.10)$$

Уравнения  $k - \varepsilon$  модели турбулентности имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \\ + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{cases} \quad (2.11)$$

Здесь,  $G_k$  описывает турбулентную кинетическую энергию, образованную от средних градиентов скорости, и, согласно гипотезе Буссинеска [21], определяется как:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2.12)$$

инвариант тензора скоростей деформаций  $S$ :

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \quad (2.13)$$

кинетическая энергия выталкивающей силы  $G_b$ :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.14)$$

где  $Pr_t$  – турбулентная постоянная Прандтля для энергии;

$g_i$  – компонента вектора гравитации в  $i$ -ом направлении;

$\beta$  – коэффициент температурного расширения, в зависимости от температуры  $T$ , определяется выражением:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.15)$$

При моделировании сжимаемого идеального газа, на общую скорость диссипации оказывает влияние переменное расширение при турбулентном

сжатии, которое учитывается параметром  $Y_M$  (при больших числах Маха турбулентной жидкости  $M_t$ ):

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (2.16)$$

Другие константы в уравнении  $k - \varepsilon$  модели турбулентности получены эмпирически для турбулентных жидкостей [62]:  $C_{1\varepsilon} = 1,44$ ;  $C_{2\varepsilon} = 1,92$ . Коэффициент  $C_1 = \max\left[0,43; \frac{\eta}{\eta+5}\right]$ , а  $\eta = Sk/\varepsilon$ .

Двухслойная модель Менгера (*SST*) представляет собой гибридную модель, где в пристенной области используется  $k - \omega$  модель турбулентности, во внешнем потоке  $k - \varepsilon$  модель. Модель турбулентности  $k - \omega$  обеспечивает правильное описание пристенной турбулентности, однако она чувствительна к граничным условиям во внешнем потоке.

Модель турбулентности *SST* базируется на гипотезе Буссинеска о линейной связи между тензором рейнольдсовых напряжений и тензором скоростей деформаций осредненного движения [21]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k; \\ \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma \frac{\rho}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + \\ &+ (1 - F_1) \frac{2\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; \end{aligned} \quad (2.17)$$

Компонент уравнений  $P_k$  рассчитывается по зависимости:

$$P_k = \min(\mu_t S^2, 20\beta^* \rho \omega k) \quad (2.19)$$

Здесь тензор скоростей деформаций  $S$  вычисляется по зависимости (2.13).

В уравнение (2.18) входит эмпирическая весовая функция  $F_1$ , рекомендации по ее вычислению изложены в [81]. Данная функция близка к нулю возле стенок, во внешних слоях пограничного слоя приближается к

единице. Весовая функция  $F_1$  учитывает распределение кинетической энергии, удельной скорости ее диссипации, плотности в зависимости от удаленности от поверхности и обеспечивает согласование  $k - \varepsilon$  и  $k - \omega$  моделей турбулентности в модели *SST*.

Участвующие в (2.17) и (2.18) эмпирические коэффициенты в свою очередь определяются из соотношений:

$$\sigma_k = F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2} \quad (2.20)$$

$$\sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega2} \quad (2.21)$$

$$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2 \quad (2.22)$$

Здесь модельные константы  $k - \varepsilon$  модели:

- $\sigma_{k1} = 0,85;$
- $\sigma_{\omega1} = 0,5;$
- $\beta_1 = 0,075.$

Модельные константы  $k - \omega$  модели:

- $\sigma_{k2} = 1,0;$
- $\sigma_{\omega2} = 0,856;$
- $\beta_2 = 0,0828.$

Прочие константы:

- $\gamma = \beta_1 / \beta^* - \sigma_\omega h / \sqrt{\beta^*};$
- $\beta^* = 0,09;$
- $h = 0,41.$

Использование описанных уравнений позволяет получить картину протекания рабочего процесса лопастного винта и характер распределения гидродинамических параметров, описанный математический аппарат реализован в программных комплексах для численного моделирования – например пакет ANSYS CFX, который использует числовые значения в узлах сетки конечных элементов, формируя уравнения для конечных объемов [61], уравнения в частных производных интегрируются по всему объему в области

исследования, основываясь на законах сохранения, полученные интегральные уравнения преобразуются в систему алгебраических уравнений путем аппроксимирования членов в интегральных уравнениях, а алгебраические уравнения решаются численными методами. При этом используются следующие допущения:

- жидкость несжимаема;
- напряжения и скорости деформации, вязкость постоянны.

Для анализа и сопоставления характеристик рабочего процесса используются следующие режимы работы ГВ:

- швартовый режим ( $\lambda_p = 0, \eta_p = 0$ , значение упора винта и его момента имеют максимальные значения);
- основной режим ( $\lambda_p > 0$ , КПД ГВ  $\eta_p$  находится в области максимальных значений);
- режим нулевого упора ( $K_T = 0, \eta_p = 0$ ).

Полученные таким образом кривые действия  $K_T = f(\lambda_p)$ ,  $K_Q = f(\lambda_p)$ ,  $\eta_p = f(\lambda_p)$  для серии петлевидных ЛВ разной геометрии позволят выявить влияние геометрических параметров на рабочий процесс ЛВ, определить сочетание геометрических параметров, позволяющих обеспечить достижение высоких значений КПД.

### 2.1.2 Разработка геометрической модели петлевидного винта

Геометрическая модель ПЛВ сформирована в САД-системе при принятых основных характерных параметрах: диаметр  $D = 240$  мм, относительный диаметр ступицы  $d_0/D = 0,266$ . Учитывая рекомендации [6, 11] относительная толщина профиля принимается в пределах  $e_m/b = 0.04 \dots 0.10$  в зависимости от рассматриваемого радиуса сечения для получения утолщенного профиля с меньшим значением длины хорды в корневом сечении (в целях обеспечения прочностных характеристик).

На рис. 2.4 представлен пример развертки решетки профилей ПЛВ на разных радиусах.

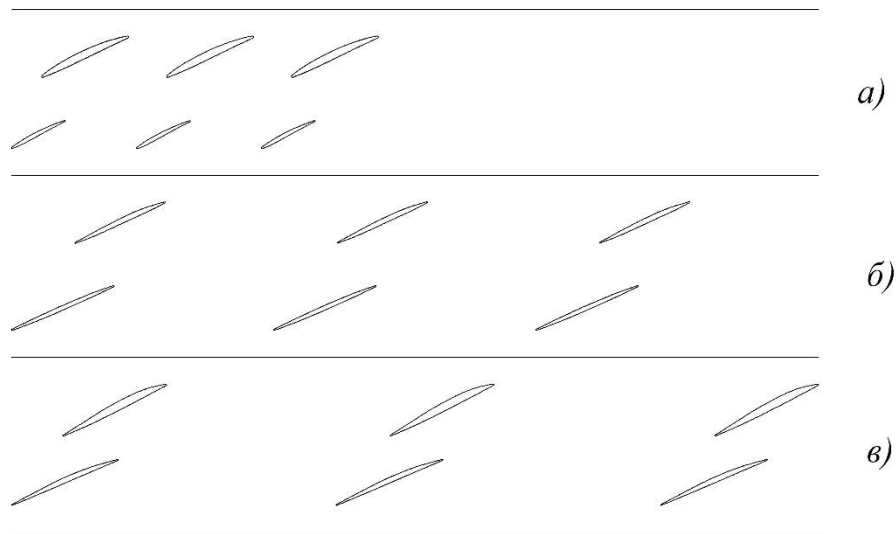


Рисунок 2.4 – Развертка решетки профилей на радиусах:

$$a - 0,3R; \text{ б} - 0,7R; \text{ в} - 0,85R$$

Лопасть петлевидного винта представляет собой профиль, изогнутый в пространстве для образования петли. Геометрия сложной формы создана с использованием опорных сечений на разных радиусах, с учетом характера изменения средней линии профиля по длине всей лопасти, при условии соблюдения плавности кривизны поверхности (рис. 2.5).

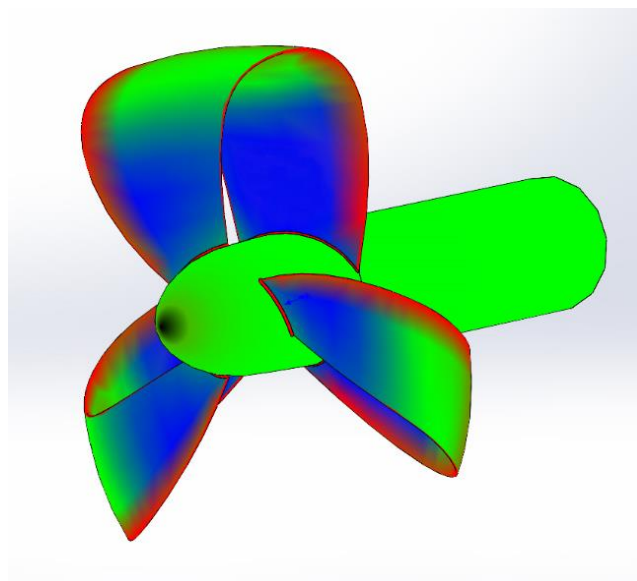


Рисунок 2.5 – Кривизна поверхности лопастей ПЛВ

Гидродинамические характеристики лопастного винта зависят от геометрических параметров, наиболее существенное влияние при выбранном типоразмере оказывает шаг, число лопастей и относительная толщина лопастей. Моделирование рабочего процесса выполнено для изучения влияния на гидродинамические характеристики петлевидного винта шагового отношения  $H/D$  в диапазоне значений  $1 \dots 1,8$ , количества лопастей (3 и 4 лопасти, так как для выбранного диаметра большее количество лопастей нецелесообразно) и относительной толщины лопасти  $e_m/b$  на  $0,7R$  (относительная толщина лопасти варьируется изменением длины хорды профиля при сохранении максимальной толщины профиля).

Форма профиля ЛВ (рис. 2.6) является одним из ключевых факторов, определяющих его гидродинамические характеристики, геометрия профиля влияет на распределение структуры потока, обтекающего лопасть и соответственно оказывает влияние на профильное сопротивление, склонность к кавитации и эффективность рабочего процесса.

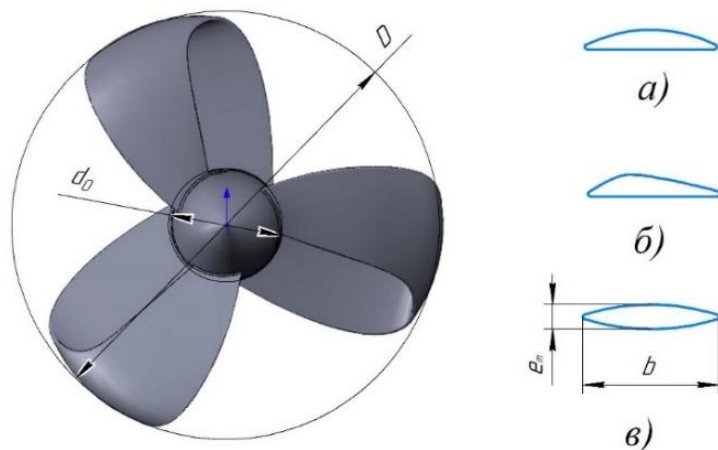


Рисунок 2.6 – Варианты профиля лопасти ПЛВ:  
*а – сегментный; б – аэродинамический; в – двусторонний сегментный*

В связи с вышеизложенным рассмотрены три формы профиля:

- сегментный профиль, представляющий собой выпуклый геометрический контур, максимальная толщина профиля располагается посередине хорды (рис. 2.6, *а*);

- аэродинамический профиль является геометрическим контуром, максимальная толщина смещена к входной кромке лопасти (рис. 2.6, б);

- двусторонний сегментный профиль является симметричным двояковыпуклым геометрическим контуром, максимальная толщина которого расположена в середине хорды профиля (рис. 2.6, в).

Моделирование рабочего процесса проведено на примере 15 вариантов геометрии ПЛВ с целью учета влияния различных факторов на гидродинамические характеристики, варьируемые параметры представлены на рис. 2.7.

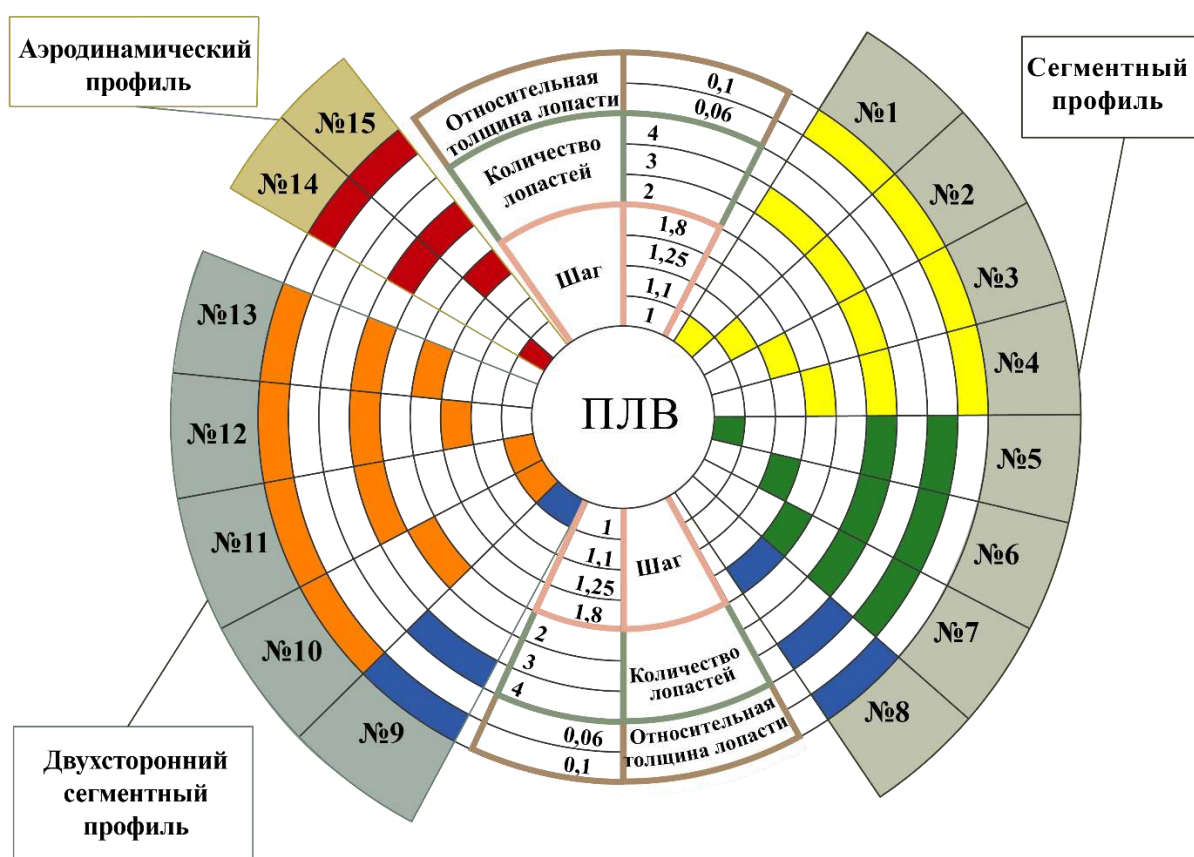


Рисунок 2.7 – Диаграмма параметрического ряда ПЛВ

Каждый из рассматриваемых вариантов геометрии экспортировался в САПР систему численного моделирования, где выполнялось исследование рабочего процесса с целью выявления влияния геометрических параметров на гидродинамические характеристики.

### 2.1.3 Разработка сеточных моделей

Формирование сеточных моделей реализуется в модуле работы с сеткой (например, Ansys Meshing), на данном этапе постановки задачи формируются области потоков, стенок, присваиваются имена граничным областям, задаются сеточные параметры.

В локальных сеточных настройках обязательно используются условия «Сетка Граней» (Face Meshing) для качественных элементов сетки вдоль лопасти, а также «Инфляционные слои» (Inflation) для создания призматических слоев вдоль твердых стенок, «Управление размером» (Sizing) и «Управление размером граней» (Face Sizing) для контролируемого размера ячейки (рис. 2.8).

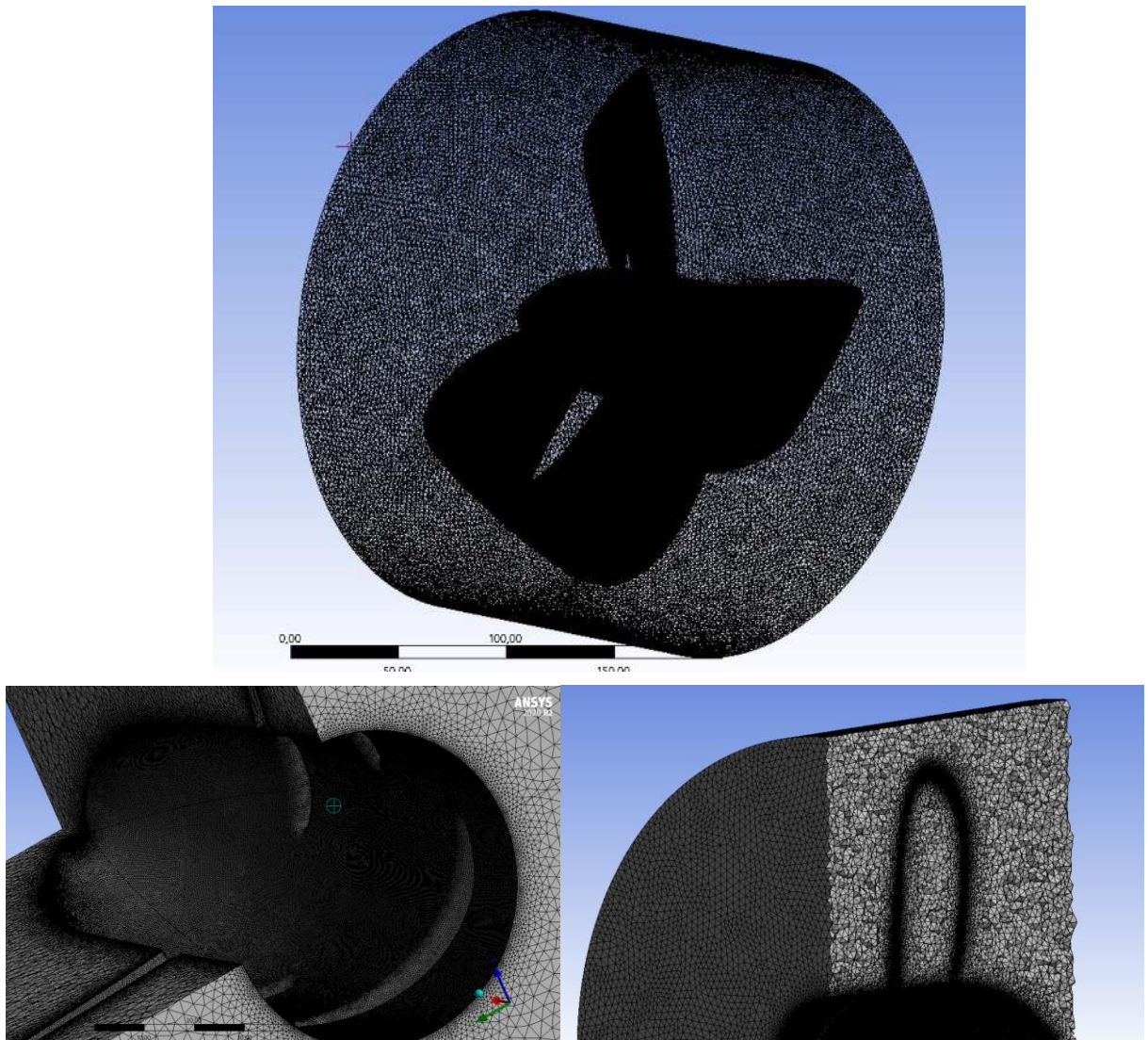


Рисунок 2.8 – Сеточная модель области ПЛВ

Важным элементом CFD-расчетов является качественная сеточная модель, оценивать совершенство элементов сетки позволяют следующие критерии сеточной модели [62]:

- Качество элементов (Element Quality);
- Соотношение сторон (Aspect Ratio);
- Коэффициент Якобиана (Jacobian Ratio);
- Коэффициент искривления (Warping Factor);
- Отклонение от параллельности (Parallel Deviation);
- Максимальный угол наклона (Maximum Corner Angle);
- Скошенность, асимметрия (Skewness);
- Ортогональное качество (Orthogonal Quality);
- Характерная длина (Characteristic Length).

В качестве основных показателей выделяются следующие критерии:

**Ортогональное качество (Orthogonal Quality).** Ортогональное качество элемента выявляет насколько близки углы между гранями смежных элементов к некоторому оптимальному углу (рис. 2.9).

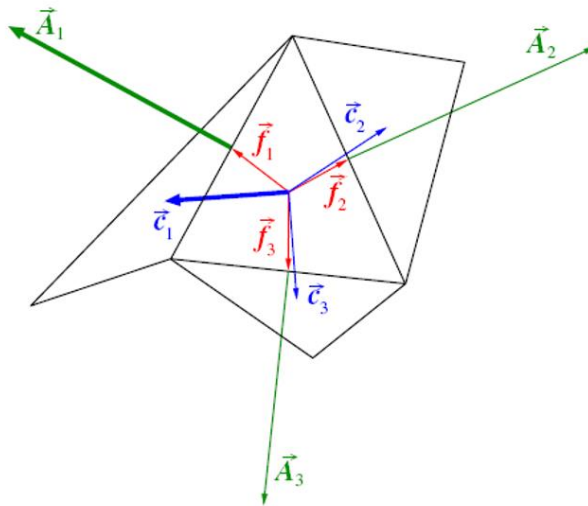


Рисунок 2.9 – Ортогональное качество (Orthogonal Quality)

Данный параметр определяется вычислением минимума для каждой поверхности:

$$\min \left( \frac{A_i \cdot f_i}{|A_i| |f_i|}, \frac{A_i \cdot c_i}{|A_i| |c_i|} \right) \quad (2.23)$$

где,  $A_i$  – вектор нормали к грани;

$f_i$  – вектор от центра тяжести элемента к центру тяжести этой грани;

$c_i$  – вектор от центра тяжести элемента к центру тяжести смежного элемента;

Ортогональное качество измеряется в диапазоне  $[0,1]$ , приемлемыми считаются значения, превышающие значение 0,15.

**Скошенность, асимметрия (Skewness).** Один из основных показателей качества сетки, определяющий насколько близки грань или элемент к идеальной, т.е. равносторонней или равноугольной, форме (рис. 2.10).

Скошенность элемента определяется как:

$$skewness = \max \left[ \frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (2.24)$$

где,

$\theta_{max}$  – наибольший угол поверхности или элемента;

$\theta_{min}$  – наименьший угол поверхности или элемента;

$\theta_e$  – угол для равносторонней грани или элемента ( $60^\circ$  для треугольника и  $90^\circ$  для квадрата).

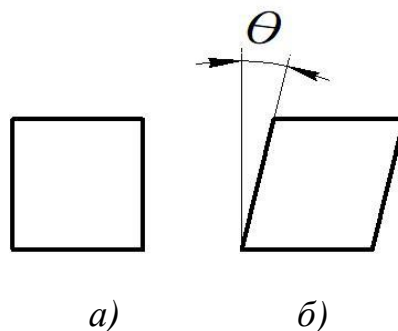


Рисунок 2.10 – Скошенность (Skewness):

*a* – идеальный квадрат; *б* – скошенный квадрат

Скошенность также может изменяться в диапазоне  $[0,1]$ , где идеальным значением считается 0, приемлемыми допускаются значения ниже 0,95.

**Соотношение сторон (Aspect Ratio).** Показатель соотношения сторон определяется отношением длины к высоте **для граней** ( $\delta x / \delta y$ ) и как отношение радиуса описанной окружности к вписанной для элементов (рис. 2.11).

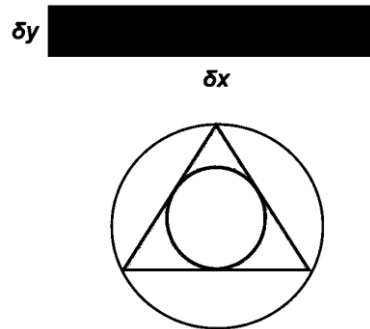


Рисунок 2.11 – Соотношение сторон (Aspect Ratio)

Идеальным соотношением сторон будет 1:1 для квадрата или равностороннего треугольника. Следует отметить, что, к примеру, для пограничного слоя, там, где нет сильного поперечного градиента, допускаются большие значения соотношения сторон.

Значения выше приведенных основных параметров для сеточной модели одной из исследуемых геометрий гребного винта приведены на диаграммах рис. 2.12–2.14.

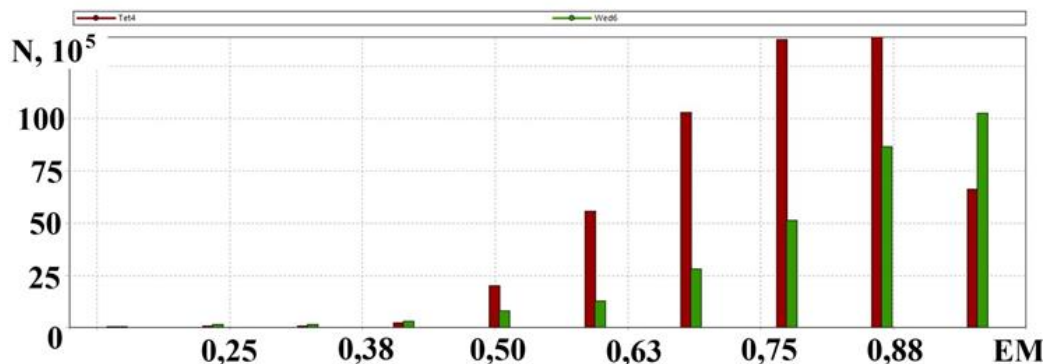


Рисунок 2.12 – Диаграмма «Ортогональное качество»

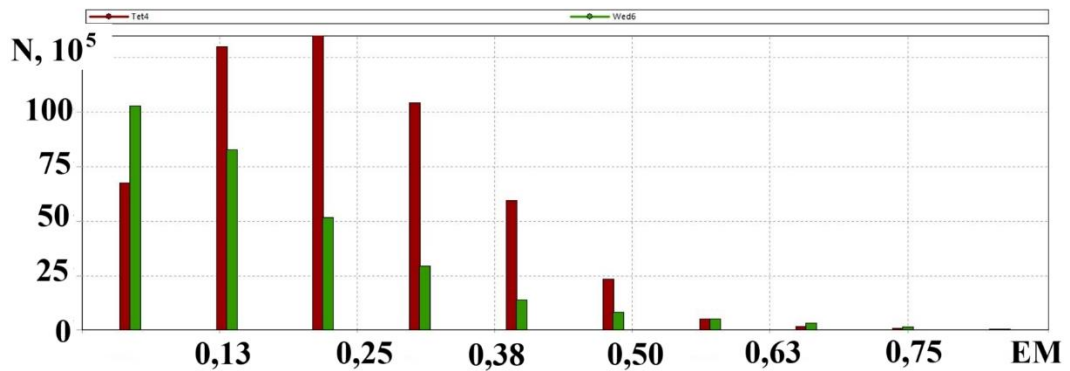


Рисунок 2.13 – Диаграмма «Скошенность»

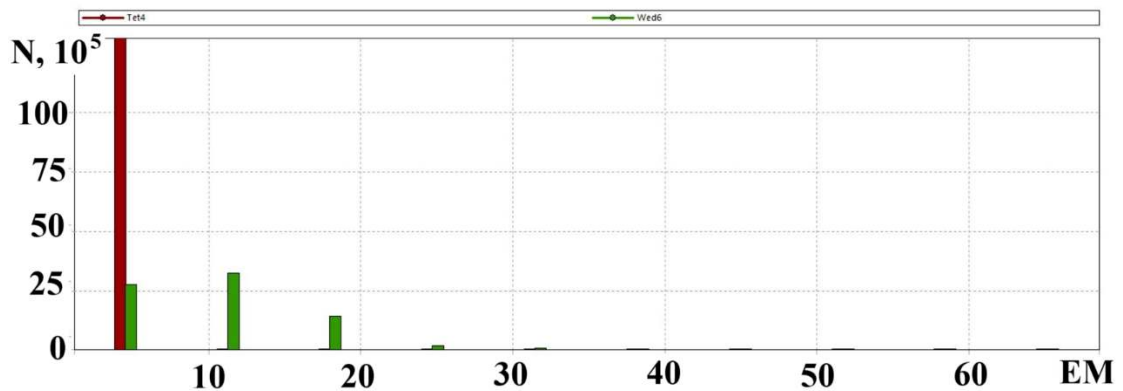


Рисунок 2.14 – Диаграмма «Соотношение сторон»

Анализируя таким образом эпюры распределения качественных показателей сетки, можно сделать вывод об ее применимости для дальнейших расчетов, либо о необходимости корректировки отдельных областей. В дальнейшем, после проведения моделирования, необходимость измельчения сетки в пристеночных слоях оценивают по расчетному параметру  $Y^+$ . Область, занимаемая рабочим телом, вокруг ЛВ формируется аналогичным образом.

Количество элементов приведенной на рис. 2.8 сеточной модели составило порядка 29 млн, эпюры (рис. 2.12–2.14), характеризующие качество сетки имеют следующее распределение показателей:

- Ортогональное качество выше 0,5;
- Скошенность ниже 0,5;
- Соотношение сторон близко к 1.

Данное распределение параметров свидетельствует о хорошем качестве сеточной модели и позволяет перейти к формированию численной модели

гребного винта. Сеточные модели для ПЛВ с другими геометрическими параметрами формировались и анализировались аналогичным образом.

#### 2.1.4 Формирование численной модели

Модуль препроцессора предполагает этап постановки задачи, на котором закладываются физические характеристики: основные параметры, граничные условия, модель турбулентности, модели для учета кавитации. На этом шаге осуществляется задание доменов и их взаимоотношений. В качестве исходных данных для моделирования используются параметры расчетной модели, приведенные в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Исходные данные

Параметр	Значения
Внешние условия	$P_{\text{атм}}=101325$ Па, $T_{\text{атм}}=288,15$ К
Плотность воды	997 кг/м <sup>3</sup>
Модель турбулентности	<i>SST</i>
Скорость набегающего потока	0...15 м/с
Частота вращения	50 об/с
Рабочее тело	двухфазный объем воды и водяного пара с изначальной объемной долей воды 100%
Расчетная область	Цилиндрическая область с размерами $5D$ в высоту и $10D$ в длину

Моделирование рабочего процесса выполнено в Ansys CFX, рабочий процесс лопастного винта рассматривается в равномерном потоке, в квазистационарной постановке, при стандартных атмосферных условиях. Для моделирования кавитации используется модель Рэлея-Плессета, рабочим телом при этом является вода в жидком и в парообразном состояниях, в начальной постановке распределенных соответственно, в соотношении 1:0.

При моделировании приняты следующие допущения:

- скорость потока является варьируемой величиной при выполнении серии расчетов;
- частота вращения ( $n=const$ ) задается постоянной в соответствии с номинальной мощностью двигателя;
- моделирование границы взаимодействия лопастного винта с водой задается интерфейсом Frozen Rotor;
- на твердотельных границах расчетной области задается граничное условие прилипания (No-slip) и гидравлически гладкой стенки (Smooth Wall), что предполагает нулевую скорость потока непосредственно на стенке, при этом микроструктура и шероховатость поверхности не учитываются;
- расчет кавитации производится на следующем этапе вычислений, на основе полученных результатов.

На рис. 2.15 представлена расчетная схема, для общего случая, когда работа ПЛВ рассматривается в свободной воде и в ограниченном объеме, при работе в так называемом «закрытом русле». Границы расчетной области приняты в соответствии с рекомендациями [35], выходное сечение удалено на достаточном расстоянии, чтобы не оказывать влияние на работу ПЛВ, при работе в свободной воде наружный диаметр расчетной области принимается  $D_n = 10 \cdot D_b$ , в случае работы в замкнутом объеме наружный диаметр канала принимается как  $D_n = D_b + \delta$ , где  $\delta = 0,5 \dots 5$  мм – необходимый зазор.

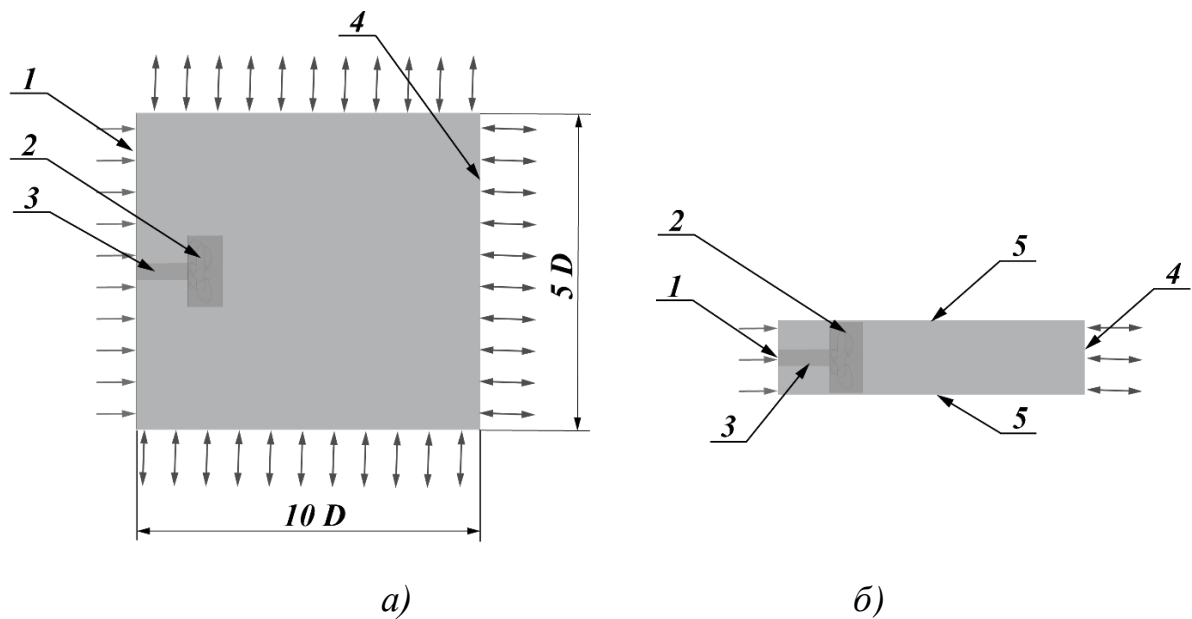


Рисунок 2.15 – Расчетная схема:

1 – входное сечение; 2 – ПЛВ; 3 – вал; 4 – выходное сечение; 5 – стенки канала  
*а – работа в свободной воде; б – работа в ограниченном объеме*

Рассматриваемые расчетные сечения представлены на рис. 2.16:

- входное сечение 1–1, длиной  $L_1$ , равной длине вала, в сечении задается равномерно набегающий поток со скоростью  $v=var$  при стандартных атмосферных условиях;
- сечение 2–2 является расчетным сечением перед ЛВ, длина  $L_2$  определяется длиной ЛВ;
- сечение 3–3 является расчетным сечением за ЛВ;
- сечение 4–4 является выходным сечением, находящемся на расстоянии  $L_3$  от выходного сечения ЛВ, исключая влияние границы расчетной области;

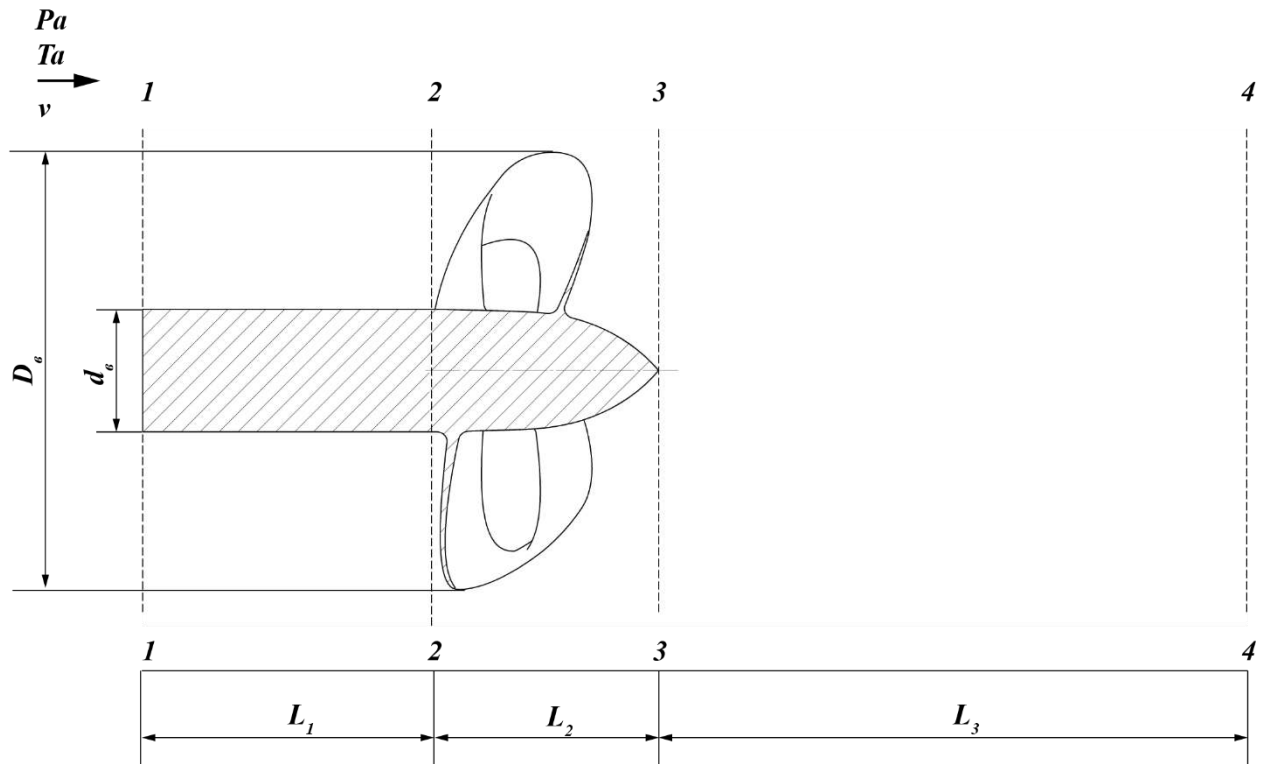


Рисунок 2.16 – Расчетные сечения

Расстояние до выходного сечения определяется исходя из условия  $L = L_1 + L_2 + L_3 = 10 \cdot D_B$ , принимаемого по рекомендациям [35, 61].

Процесс решения задачи (сходимости решения) контролируется по графику сходимости решения ANSYS CFX-Solver Manager – который показывает, как значения переменных изменяются с течением итераций (см. рис. 2.17), решение автоматически останавливается при достижении поставленных условий (например, значение невязок ниже  $10^{-4}$ , либо количество итераций) [1]. Если условия сходимости не выполняются и наблюдается дисбаланс параметров (тенденция к стабилизации переменных отсутствует) – пересматриваются начальные условия, сеточные модели и настройки решателя.

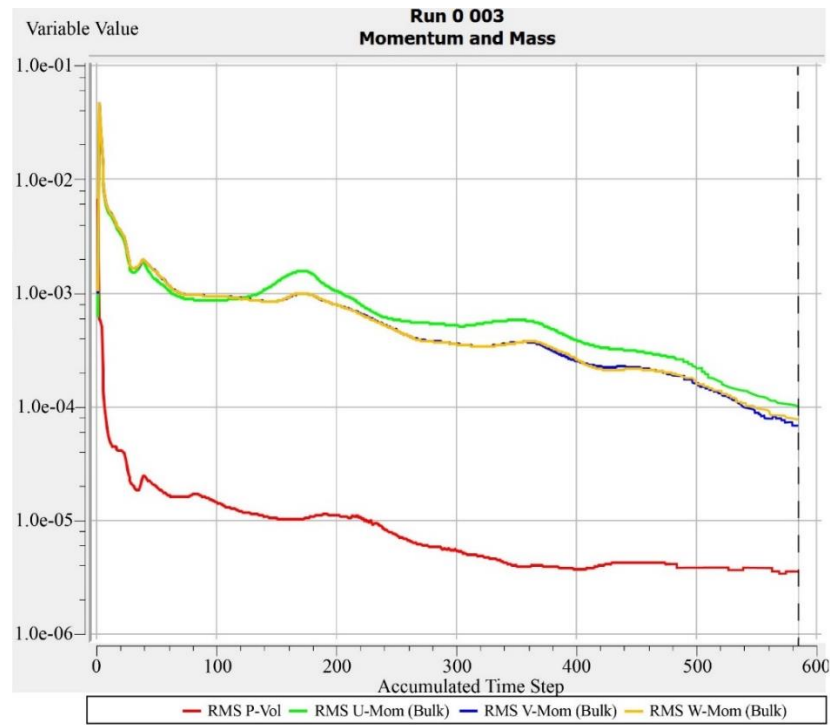


Рисунок 2.17 – График сходимости решения

Таким образом, для достижения решения поставленной задачи потребовалось порядка 580 итераций, по прошествии которых достигнуты значения невязок параметров ниже  $10^{-4}$ .

## 2.2 Моделирование и оптимизация геометрических параметров петлевидных винтов

### 2.2.1 Анализ сеточной сходимости

Критерием оценки грамотного применения модели турбулентности для корректной сетки служит распределение пристеночного параметра  $Y_{plus}$  ( $y^+$ ), для модели турбулентности *SST* параметр  $y^+$  не должен превышать значения  $y^+=1$ . Данный параметр характеризует безразмерное расстояние от первого узла сетки до стенки, основанное на пристеночном размере сетки и динамической скорости [61], большие значения  $Y_{plus}$  говорят о том, что в расчете принимается положение «стенки» дальше, чем есть на самом деле.

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_\omega / \rho} \cdot \Delta y}{\mu} \quad (2.25)$$

где  $\tau_\omega$  – напряжение сдвига на стенке;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\sqrt{\tau_\omega / \rho}$  – скорость трения (friction velocity);

$\Delta y$  – расстояние от центра первого пристеночного элемента до стенки;

$\mu$  – динамическая вязкость, Па · с;

На рис. 2.18 представлено распределение параметра  $y^+$  для приведенной выше модели ПЛВ на швартовом режиме ( $\lambda_p = 0$ ).

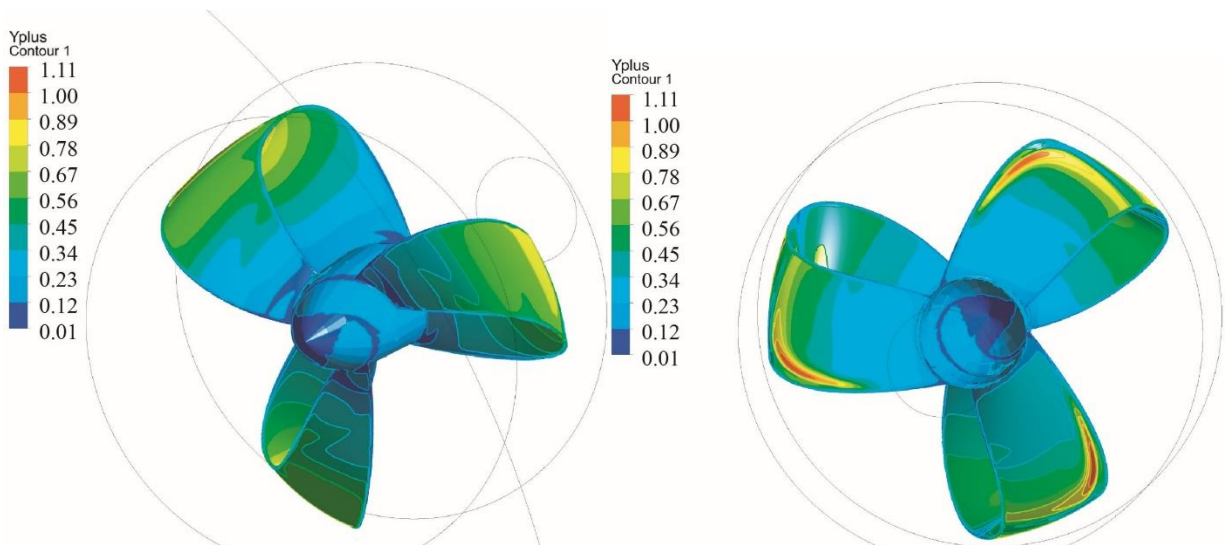


Рисунок 2.18 – Распределение параметра  $y^+$

Максимальное значение  $y^+$  не превышает значений 1,11, условия ограничения  $y^+$  выполняются, что свидетельствуют о корректном расчете пограничного слоя, и, как следствие, описании потерь на трение и отрывов.

## 2.2.2 Моделирование кавитационных явлений

Моделированию кавитации предшествует выполнение расчета без учета образования парообразной фазы. Моделирование происходит с использованием данных, полученных в расчете без учета кавитации, в качестве начального предположения используется равномерное

распределение в каждой ячейке первого рабочего тела (воды) и второго рабочего тела (водяного пара) в соотношении 1:0.

Отметим, что в вопросах моделирования кавитации не существует универсальной модели, позволяющей описать процесс кавитации от зарождения до схлопывания пузырька (см. раздел 1.3). Все современные численные модели кавитации являются гомогенными и с высокой степенью точности позволяют спрогнозировать кавитационные явления на этапе прогнозирования. Модель Шнерра–Зауэра требует значительных вычислительных мощностей. Модель ZGB (Zwart–Gerber–Belarmi) не всегда точно дает значения начала кавитации. Модель Рэля–Плессета позволяет моделировать образование и схлопывание кавитационных каверн, анализировать вихревые структуры в кавитационном потоке, но предполагает постоянство давления на расстоянии от пузырька.

Основываясь на опыте отечественных и зарубежных исследований, моделирования и верификации кавитационных явлений [56, 63, 64, 89, 93, 107], моделирование кавитации проводится с использованием модели Рэля–Плессета, которая основана на дифференциальном уравнении, описывающем рост пузырьков в следующем виде [61]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (2.26)$$

где  $R_B$  – радиус кавитационного пузырька;

$\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения жидкости на границе кавитационной каверны;

$\rho_f$  – плотность жидкости;

$p_v$  – давление насыщенного пара;

$p$  – давление окружающей жидкости.

Учитывая, что скорость роста пузырька постоянна  $dR_B/dt = \text{const}$ , а поверхностное натяжение  $\sigma$  имеет малые значения, дифференциальное уравнение можно преобразовать к виду:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_f}}. \quad (2.27)$$

Скорость изменения объема пузырька:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4 \pi R_B^2 \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_f}} \quad (2.28)$$

Тогда скорость изменения массы пузырька:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4 \pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_f}} \quad (2.29)$$

Объемная доля пара, при количестве пузырьков  $N_B$  на единицу объема:

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (2.30)$$

Тогда уравнение скорости межфазного массообмена (перехода жидкости в пар, т.е. испарения) на единицу объема можно записать в виде:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3 r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_f}} \quad (2.31)$$

Обобщенный вид этого уравнения для учета конденсации имеет вид:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3 r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 |p_v - p|}{3 \rho_f}} \text{sgn}(p_v - p) \quad (2.32)$$

Здесь  $F$  – эмпирический коэффициент, учитывающий физическую сущность конденсации и испарения (в частности конденсация происходит намного медленнее, чем испарение).

Природа парообразования такова, что в жидкости всегда остается некоторый неконденсируемый объем, для учета этого факта при моделировании радиус пузырька  $R_B$  заменяется радиусом ядра кавитационного зародыша  $R_{nuc}$ . Процесс испарения всегда начинается с

образования ядер зародышей, и по мере увеличения объемной доли пара, плотность распределения ядер зародышей уменьшается вследствие уменьшения объема жидкости. С учетом изложенного дифференциальное уравнение парообразования принимает вид:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p), \quad (2.33)$$

где  $r_{nuc}$  – объемная доля ядер зародышей.

Модель кавитации Рэля-Плессета, реализованная в CFX, требует введения дополнительных предположений относительно концентрации и радиуса пузырьков, принимается:

- средний диаметр пузырька – 2 мкм;
- давление насыщенных паров задается в зависимости от температуры окружающей воды;
- коэффициент конденсации 0,01;
- коэффициент испарения 50;
- релаксационный фактор скорости кавитации 0,25.

Результатами моделирования являются интегральные характеристики рабочего процесса и распределение концентрации пара и воды.

Моделирование кавитации – расчет доли газообразной части в воде показал незначительное содержание пара (см. рис. 2.18). Визуализация доли газообразной части представлена с использованием Q-criterion – квадратичной формы инвариантов тензоров завихренности и скоростей деформации.

Q-критерий является одним из наиболее известных подходов к идентификации вихрей, основанных на локальном анализе поля скоростей в областях с ненулевыми значениями нормы тензора завихренности  $\Omega$ . Помимо этого, ненулевые значения в рассматриваемой области течения может иметь и норма тензора сдвиговых деформаций  $S$ .

$$Q = \frac{1}{2} (|\Omega|^2 - |S|^2), \quad (2.34)$$

где  $S$  – тензор скоростей деформаций,  $\Omega$  – тензор вращения.

Вихрь определяется как область течения, в которой выполняется неравенство  $Q > 0$  (область течения, в которой норма тензора завихренности превышает норму тензора скоростей деформаций). Визуализация значений  $Q$ -критерия близких к нулю (например,  $Q=0,001$ ) усложняет построение изоповерхности, делает ее излишне плотной. Выбор слишком большого значения (например,  $Q=0,03$ ) приводит к разряженной визуализации. Стоит учитывать общий объем газообразной фракции, для которой выполняется построение – малые доли фракций при больших значениях  $Q$ -критерия не могут быть визуализированы. Для визуализации возникающей кавитации выполнено построение изоповерхностей доли газообразной фракции для вращающегося домена с значением  $Q=0,01$  (рис. 2.19).

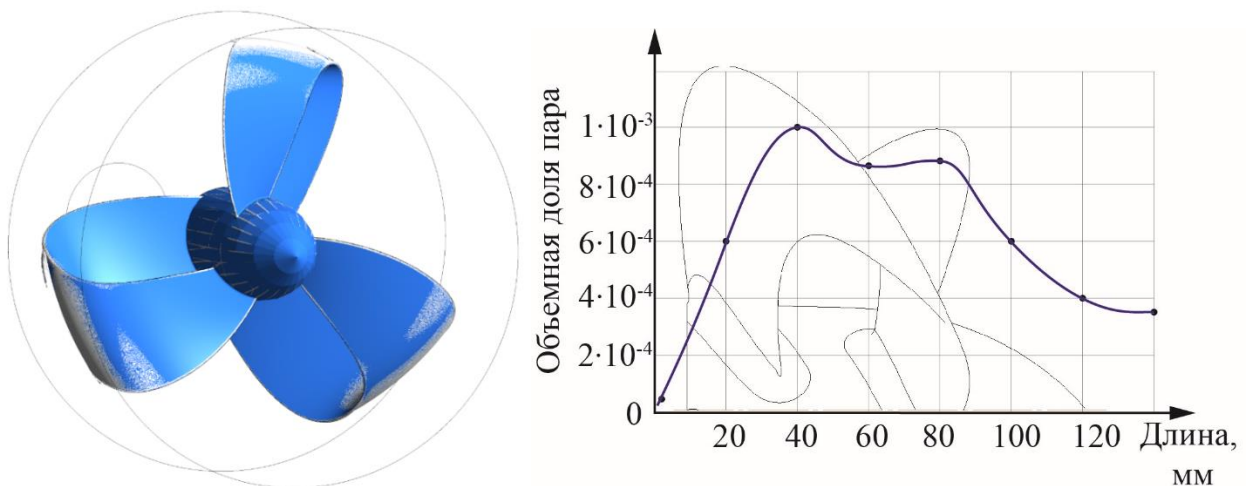


Рисунок 2.19 – Доля газообразной фазы

Таким образом, на расчетном режиме работы ( $n = 3000$  об/мин) объемная доля пара по отношению к доле воды незначительна и составляет  $\frac{V_V}{V} = 1 \cdot 10^{-3}$ , где  $V_V$  – объем пара,  $V$  – общий объем рабочего тела. Полученное распределение доли пара свидетельствует о незначительной кавитации на лопастях ПЛВ на расчетном режиме работы, подтверждая исходное предположение о повышении эффективности рабочего процесса за счет снижения кавитационных явлений.

### 2.2.3 Анализ параметров и характеристик

Моделирование рабочего процесса позволило сформировать интегральные параметры гидродинамических характеристик петлевидного винта, для анализа полученных результатов моделирования используется модуль ANSYS CFX-Post. На рис. 2.20–2.24 представлены графики распределения скоростей в плоскостях ZX (при  $y=0$  мм) и YZ (при  $z=0$  мм) и плоскости, перпендикулярной оси вращения ZY (при  $x=60$  мм и  $x=80$  мм), для режимов работы  $\lambda_p = 0$  и  $\lambda_p > 0$ .

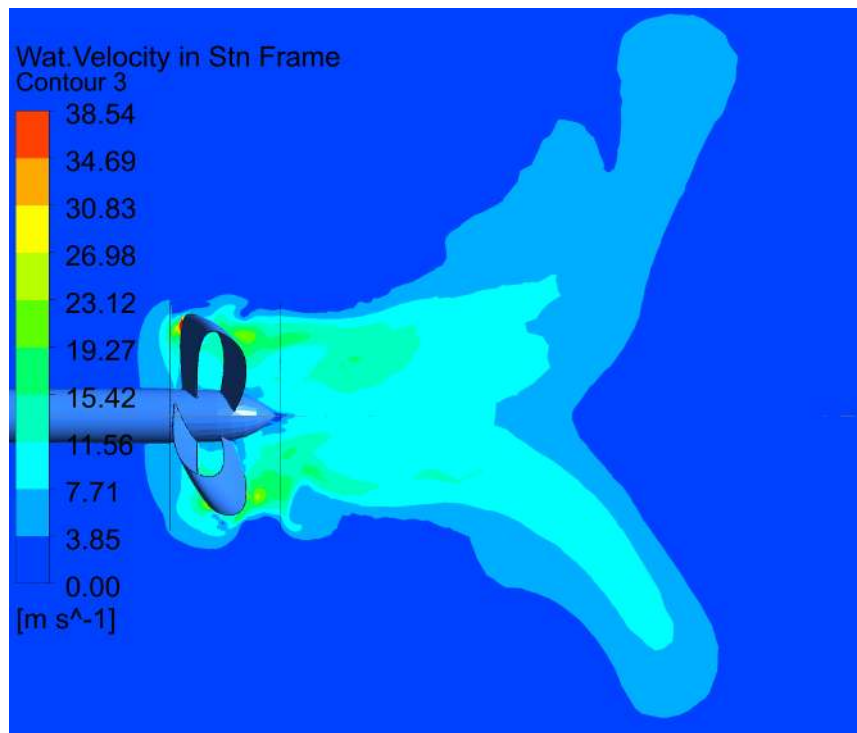


Рисунок 2.20 – Распределение скоростей в плоскости ZX (при  $y=0$  мм)

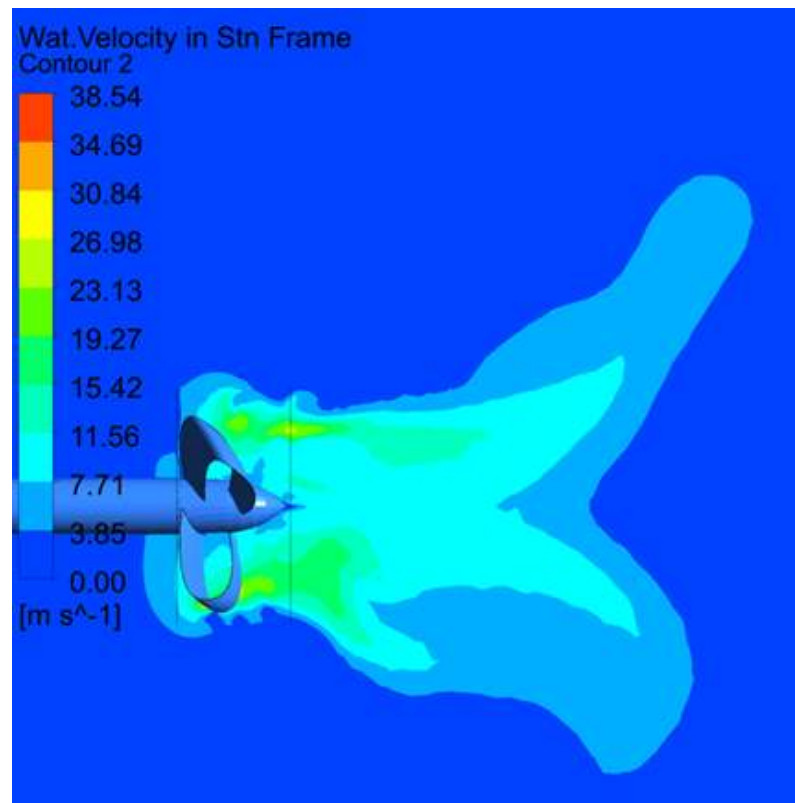


Рисунок 2.21 – Распределение скоростей в плоскости  $YZ$  (при  $z=0$  мм)

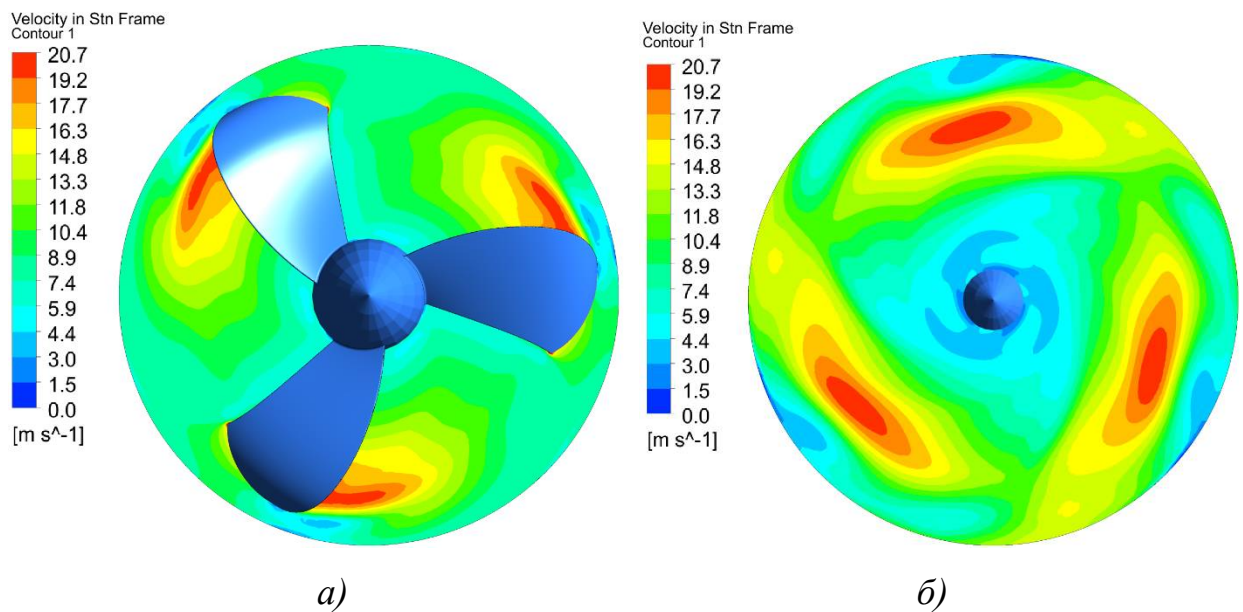


Рисунок 2.22 – Распределение скоростей в плоскости  $ZY$  при  $\lambda_p = 0$ :

a)  $x=60$  мм б)  $x=80$  мм

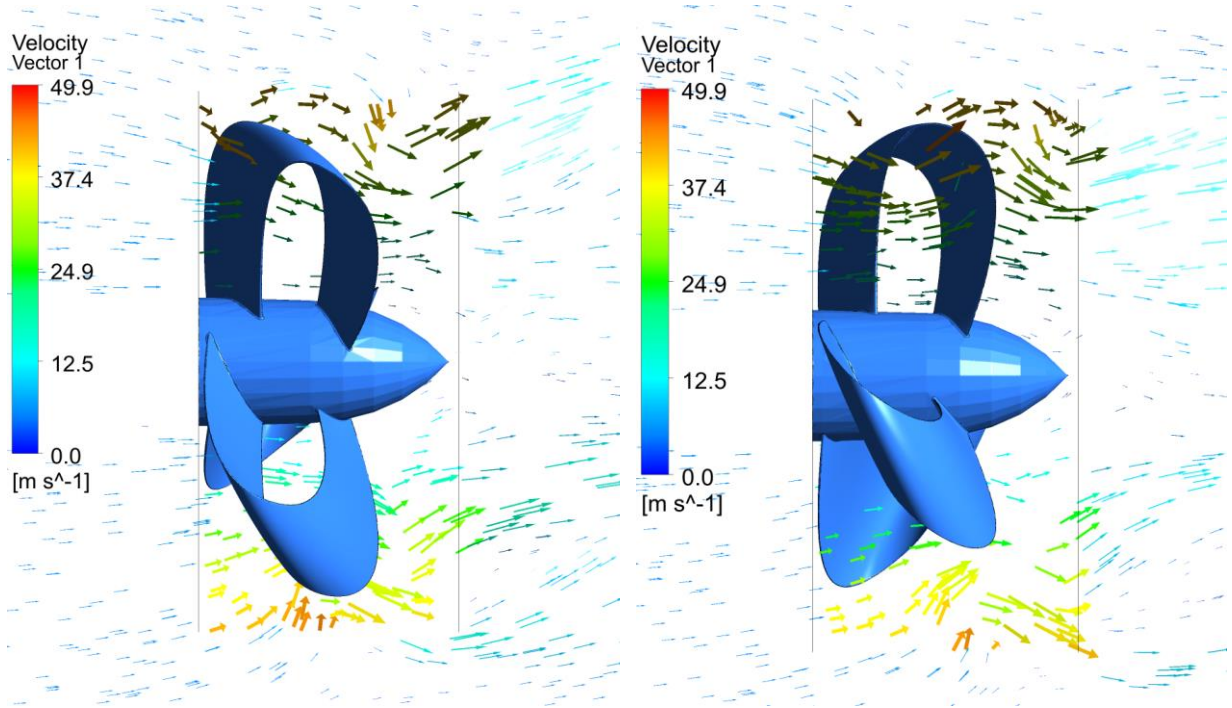


Рисунок 2.23 – Векторное поле скоростей в продольной и поперечной плоскостях  $\lambda_p = 0$

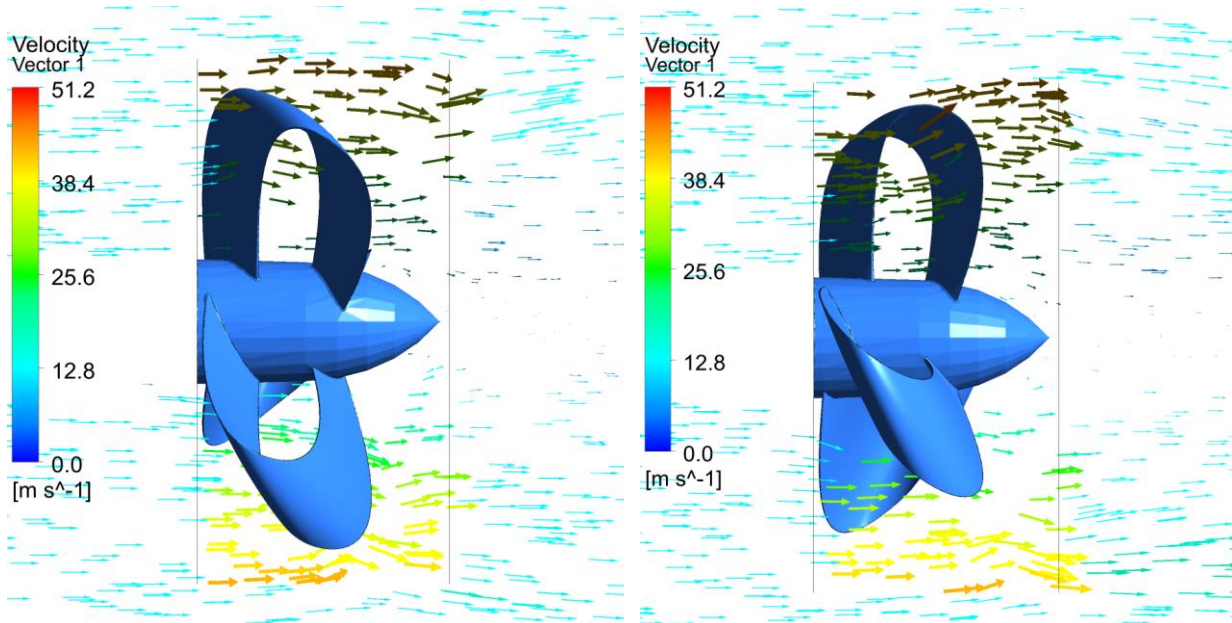


Рисунок 2.24 – Векторное поле скоростей в продольной и поперечной плоскостях  $\lambda_p > 0$

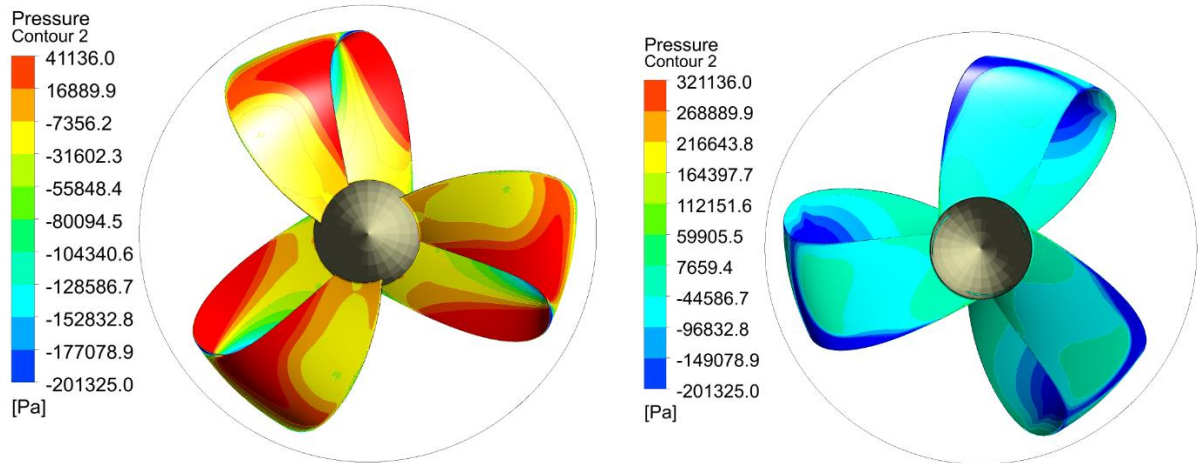


Рисунок 2.25 – Эпюры давления

Приведенные эпюры статических давлений (рис. 2.25) позволяют охарактеризовать режимы работы ПЛВ, возникновение избыточного давления на нагнетающих поверхностях лопастей схоже с картинами рабочего процесса традиционных гребных винтов: зона повышенного давления возникает выше сечения  $0,2R$ . Выбор оптимальной формы ПЛВ является сложной многокритериальной задачей, параметры (см. рис. 2.7) были выбраны в силу значительности влияния данных геометрических параметров лопастного винта на его эффективность.

#### 2.2.4 Анализ влияния геометрических параметров

По алгоритму, описанному выше, проведено моделирование петлевидных винтов, имеющих различные геометрические параметры, в соответствии с диаграммой (см. рис. 2.7). Таким образом получены зависимости кривых действия петлевидного винта для различных шаговых отношений ( $H/D$ ), формы профиля, числа лопастей и максимальной величины хорды профиля.

Исследование влияния шагового отношения на гидродинамические характеристики проведено для каждого из рассматриваемых типов профиля лопастного винта. На рис. 2.26 приведены кривые действия и ПЛВ с сегментным профилем при различном шаговом отношении ( $H/D$ ). Винт №4 с

большим шаговым отношением ( $H/D=1,8$ ) имеет высокие тяговые характеристики, но КПД при этом ниже варианта №3 с шагом  $H/D=1,25$ .

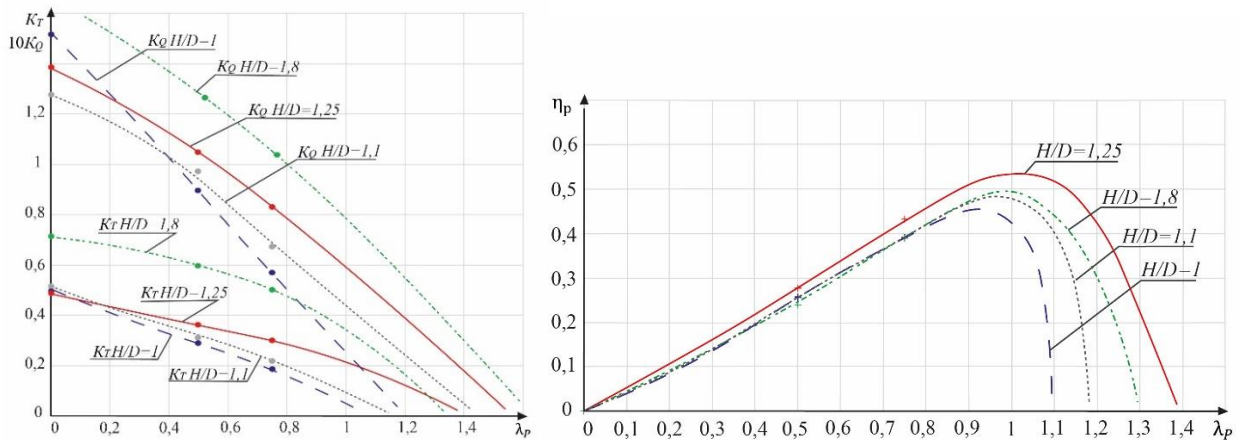


Рис. 2.26 – Кривые действия и КПД лопастных винтов №1-4:

— — — ПЛВ №1  $H/D=1$ ; ..... – ПЛВ №2  $H/D=1,1$ ;  
 — — — ПЛВ №3  $H/D=1,25$ ; - - - - ПЛВ №4  $H/D=1,8$

Моделирование рабочего процесса ПЛВ выполняется в трех характерных точках, что позволяет выявить характер зависимостей и рассчитать максимально возможный КПД. Полученные кривые действия описываются по аппроксимирующим полиномиальным зависимостям вида:

$$K_T(\lambda_p) = C_1 \cdot \lambda_p^2 + C_2 \cdot \lambda_p + C_3 \quad (2.35)$$

$$K_Q(\lambda_p) = C_4 \cdot \lambda_p^2 + C_5 \cdot \lambda_p + C_6 \quad (2.36)$$

$$\eta_p(\lambda_p) = C_7 \cdot \lambda_p^4 + C_8 \cdot \lambda_p^3 + C_9 \cdot \lambda_p^2 + C_{10} \cdot \lambda_p + C_{11} \quad (2.37)$$

где  $C_1 \dots C_{10}$  – коэффициенты, зависящие от количества лопастей, профиля и шагового отношения  $H/D$  приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Коэффициенты уравнений для ПЛВ № 1–4

$H/D$ Кэф-т	1,0	1,1	1,25	1,8
$C_1$	-0,0004	-0,0014	-0,0007	-0,003
$C_2$	-0,0385	-0,0246	-0,0178	0,0011
$C_3$	0,5339	0,532	0,5028	0,7062
$C_4$	-0,0006	-0,0017	-0,00007	-0,0024
$C_5$	-0,119	-0,065	-0,0807	-0,0588
$C_6$	1,638	1,3656	1,4899	1,7276

$C_7$	0,0029	0,0009	-0,0001	-0,0001
$C_8$	-0,0303	-0,0094	0,0033	0,0028
$C_9$	0,1413	0,0478	-0,0235	-0,0171
$C_{10}$	-0,2347	-0,0576	0,118	0,0856
$C_{11}$	0,1272	0,0206	0,105	-0,0772

Таким образом при  $H/D=1,25$   $\eta_{max} = 54\%$  при  $\lambda_p = 1,02$ , в то время как при  $H/D=1$   $\eta_{max} = 47\%$  при  $\lambda_p = 0,97$ . При различных режимах работы разброс КПД варьируется в широких пределах, так при низких скоростях  $\lambda_p = 0,5$  расхождение в КПД для разных шаговых отношений составляет 3%, а при  $\lambda_p = 1$  расхождение в КПД достигает 12%, что обусловлено падением тяговых характеристик для винтов с меньшим шаговым отношением. Установлено, что петлевидный винт с сегментным профилем, переменной шириной хорды (максимальное значение которой составляет 80 мм), с шаговым отношением  $H/D=1,25$  при принятых допущениях имеет наиболее высокий КПД по сравнению с аналогичными петлевидными винтами (№1, 2, 4) с другими значениями шага винта.

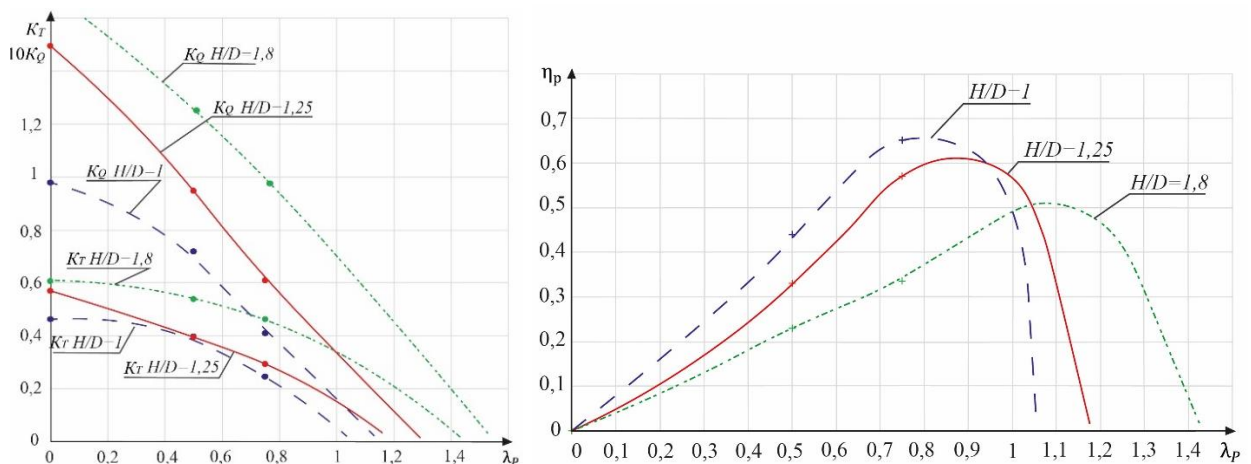


Рис. 2.27 – Кривые действия и КПД лопастных винтов № 9–11:

— — — ПЛВ №9  $H/D=1$ ; — — — ПЛВ №10  $H/D=1,25$ ;

— — — ПЛВ №11  $H/D=1,8$

Расчетные зависимости кривых действия и КПД ПЛВ с двусторонним сегментным профилем при различном шаговом отношении  $H/D$  приведены на рис. 2.27. Данные кривые действия аналогично описываются по аппроксимирующим полиномиальным зависимостям согласно уравнениям (2.35) – (2.37), коэффициенты аппроксимации для ПЛВ № 9–11 приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Коэффициенты уравнений для ПЛВ № 9–11

$H/D$ Коэф-т	1,0	1,25	1,8
$C_1$	-0,005	-0,0017	-0,0038
$C_2$	0,0174	-0,0203	0,0206
$C_3$	0,4601	0,5923	0,5787
$C_4$	-0,0042	-0,0008	-0,0019
$C_5$	-0,0317	-0,1067	-0,0752
$C_6$	1,0256	1,6172	1,7724
$C_7$	-0,003	-0,0002	-0,0002
$C_8$	0,006	0,0033	0,0041
$C_9$	-0,0361	-0,0138	0,0322
$C_{10}$	0,1642	0,0714	0,1342
$C_{11}$	0,1323	-0,0612	-0,1116

Аналогично винтам с сегментным профилем, винт №11 с большим шаговым отношением ( $H/D=1,8$ ) имеет высокие тяговые характеристики, но более низкие значения КПД. Максимальный КПД ПЛВ №9 с шаговым отношением  $H/D=1$  составляет 65% при  $\lambda_p = 0,75$ , что выше других рассмотренных вариантов с двусторонним сегментным профилем на 5÷15%.

Результаты моделирования рабочего процесса петлевидного винта уменьшенной относительной толщины профиля (варианты № 5–7 диаграммы 2.7) представлены на рис.2.28. Изменение относительной ширины профиля предполагает уменьшение ширины хорды  $b$  и, соответственно, максимальной толщины профиля лопасти  $e_m$ .

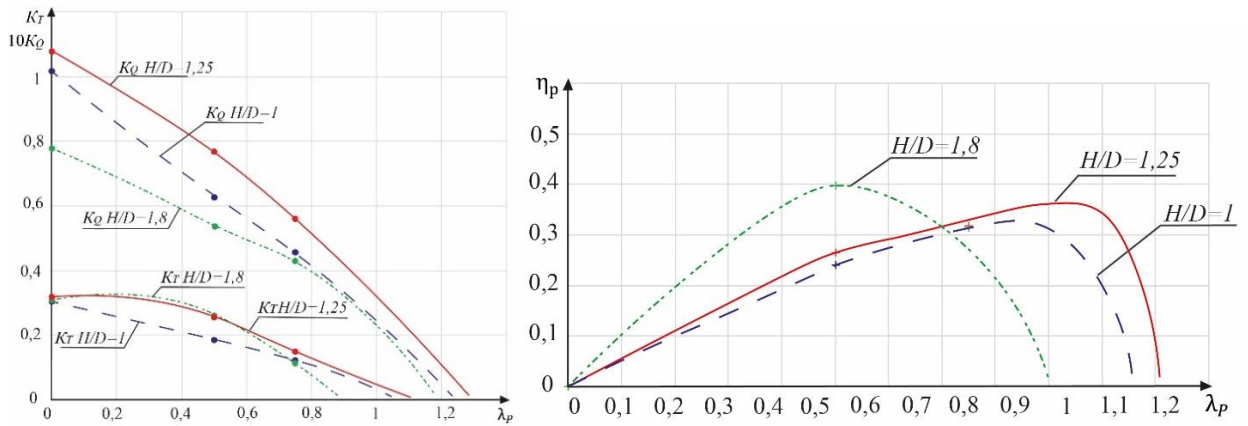


Рис. 2.28 – Кривые действия и КПД лопастных винтов № 5–7:

— — — ПЛВ №5  $H/D=1$ ; — — — ПЛВ №6  $H/D=1,25$ ;  
 ..... — ПЛВ №7  $H/D=1,8$

Данные кривые действия аналогично описываются по аппроксимирующим полиномиальным зависимостям согласно уравнениям (2.35) – (2.37), коэффициенты аппроксимации для ПЛВ № 5–7 приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Коэффициенты уравнений для ПЛВ № 5–7

$H/D$	1,0	1,25	1,8
Коэф-т			
$C_1$	-0,0015	-0,0033	-0,0073
$C_2$	-0,0103	0,0118	0,0457
$C_3$	0,3122	0,3061	0,261
$C_4$	-0,001	-0,0029	-0,0016
$C_5$	-0,0643	-0,0404	-0,0335
$C_6$	1,0638	1,1096	0,809
$C_7$	-0,0002	-0,0003	0,0002
$C_8$	0,0048	0,0064	-0,005
$C_9$	-0,0317	-0,0477	0,0306
$C_{10}$	0,1264	0,1849	0,0351
$C_{11}$	-0,1001	-0,1477	-0,0608

КПД петлевидного винта с меньшей относительной толщиной профиля лопасти ( $e_m/b=0,06$ ) при бóльшем шаговом отношении достигает

максимальных значений при более низких значениях относительной поступи: абсолютное значение КПД не превышает 40% при  $\lambda_p = 0,5$ , что выше значений КПД при той же относительной поступи для винтов с бóльшей относительной толщиной ( $e_m/b=0,1$ ) с сегментным профилем и сопоставимо с КПД для винтов с двусторонним сегментным профилем.

Результаты моделирования рабочего процесса петлевидного винта с 4 лопастями (ПЛВ №8) показали, что увеличение количества лопастей повышает создаваемый упор, но не приводит к повышению КПД во всем диапазоне режимов работы.

Расчет петлевидных винтов № 14, 15 с аэродинамическим профилем лопасти выявил схожее с другими вариантами винтов протекание рабочего процесса, однако использование аэродинамического профиля не позволило достичь высоких значений КПД.

Основные расчетные параметры рассматриваемых 15 вариантов ПЛВ, в соответствии с диаграммой (см. рис. 2.7), приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5. Основные расчетные параметры ПЛВ

№	Относительная поступь, $\lambda_p$	Максимальный КПД, $\eta_{max}$ , %	$K_T$	$K_Q$
1	0,93	45	0,13	0,04
2	0,96	48	0,17	0,05
3	1,02	52	0,20	0,06
4	0,99	49	0,34	0,11
5	0,95	32	0,06	0,02
6	1,05	38	0,08	0,03
7	0,5	40	0,29	0,05
8	0,89	54	0,34	0,08
9	0,92	58	0,41	0,10
10	0,76	54	0,27	0,06
11	0,8	65	0,20	0,04
12	0,85	61	0,36	0,08
13	1,1	51	0,50	0,14
14	0,92	41	0,11	0,04
15	1,1	36	0,14	0,07

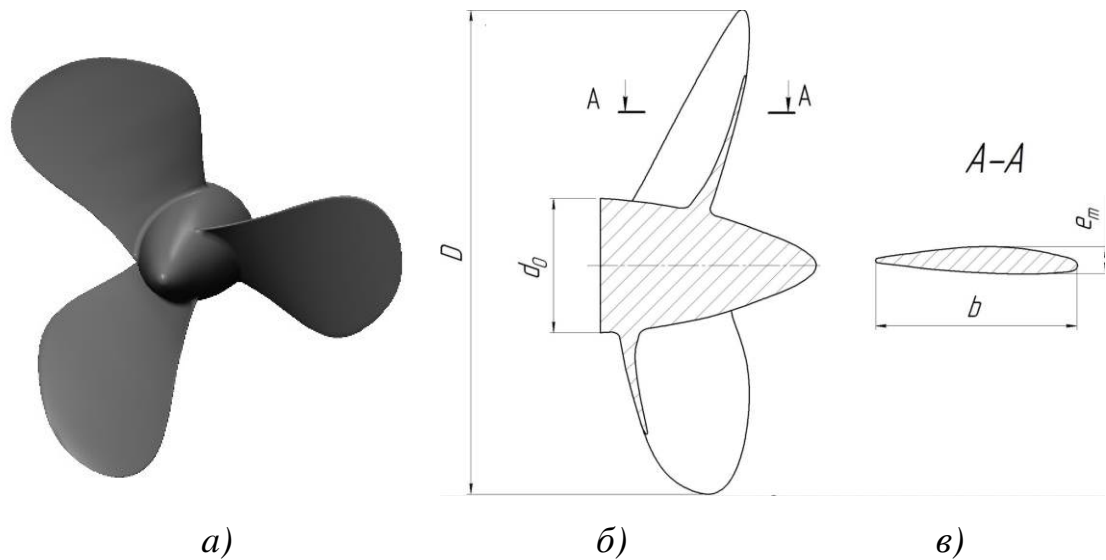
Сопоставляя полученные характеристики ПЛВ с разным профилем № 1–4 и № 9–11, при одинаковых шаговых отношениях, выявлено что КПД винтов с двусторонним сегментным профилем во всех случаях выше (на 2–9%), кроме того, симметричный профиль является предпочтительным с точки зрения снижения возникновения кавитационных явлений.

Анализ влияния ширины хорды профиля на характеристики петлевидного винта в целом показал, что более узкая передняя часть лопасти негативно сказывается на характере обтекания профилей лопасти, как и постоянная хорда по длине лопасти, что связано с особенностями распределения полей давления. Проведенный анализ позволил установить, что благоприятное течение потока обеспечивается геометрией лопасти с переменной по длине лопасти хордой, максимальная ширина хорды достигается на высоте наружного диаметра.

Расчетный максимальный КПД  $\eta_{max} = 65\%$ , полученный для петлевидного винта с симметричным двусторонним сегментным профилем и шагом  $H/D=1$ , позволяет сделать вывод о целесообразности использования данного типа профиля и шага у петлевидных винтов.

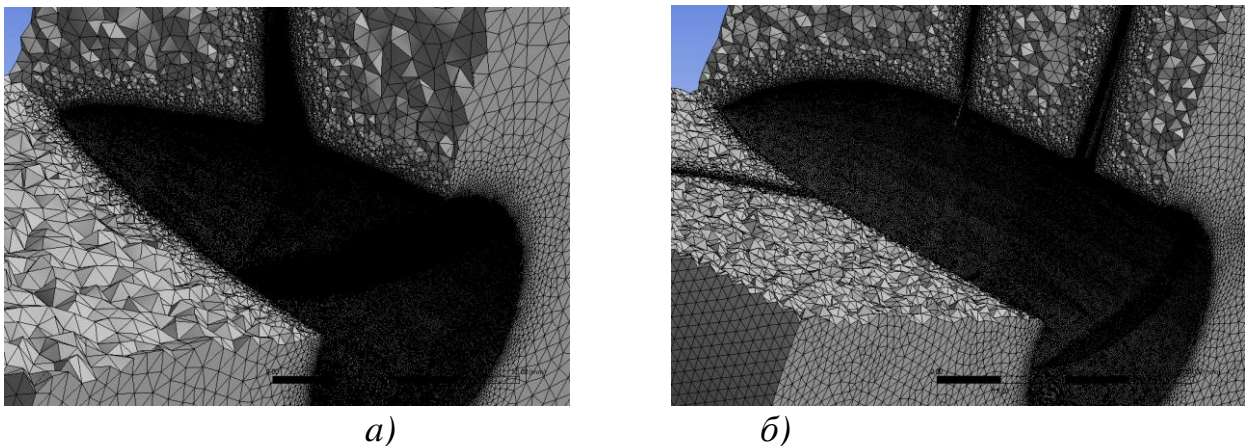
### **2.3 Сравнение характеристик штатного и петлевидного винтов**

Штатный гребной винт, используемый для движителя мощностью 22 кВт (30 л.с.), с наружным диаметром  $D = 240$  мм, относительным диаметром ступицы  $d_0/D = 0,266$ , приведен на рис.2.29. Модель построена согласно теоретическому чертежу штатного гребного винта с шаговым отношением  $H/D=1$  [25].



а) б) в)  
 Рисунок 2.29 – Основные виды штатного ГВ:  
 а – изометрия; б – продольный разрез; в – профиль лопасти

Одним из критериев сравнительной оценки было получение зависимостей коэффициентов упора и момента для различных режимов работы лопастных винтов, т. е. получение кривых действия при прочих равных условиях. Сеточные модели сформированы с учетом рекомендаций [79, 94, 106], с измельчением сетки вдоль лопастей и втулки винта, а также формированием призматических слоев вдоль твердых стенок (рис. 2.30). Для всех моделей количество элементов вращающегося домена составляла порядка 40 млн, с выполнением условий качества сеточных моделей Orthogonal Quality, Skewness, Aspect Ratio. Результаты моделирования также рассматривались по параметру  $Y_{plus}$  с целью оценки применимости выбранной модели турбулентности.



а) б)  
 Рисунок 2.30 – Сеточная модель штатного и петлевидного винтов:  
 а – штатный; б – петлевидный

Результаты представлены на рис. 2.31 в виде кривых действия  $K_T = f(\lambda_p)$ ,  $K_Q = f(\lambda_p)$ , позволяющие оценить работы винтов на различных режимах.

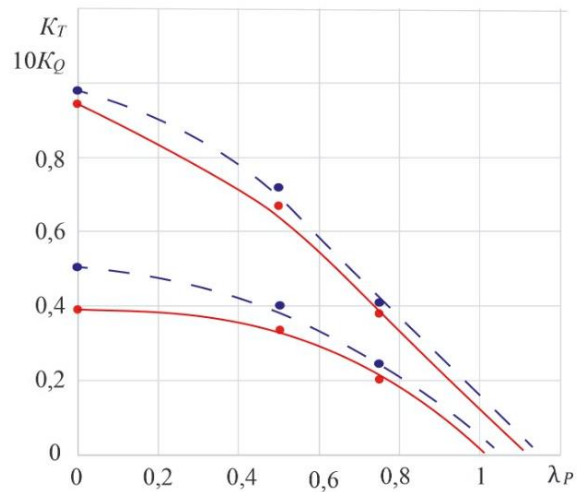


Рисунок 2.31 – Кривые действия винтов:  
 — — — петлевидный; — — — штатный;

Результаты моделирования показывают, что разница в тяговых характеристиках на различных режимах работы существенна и достигает  $5 \div 25\%$ , в то время как разница моментов не превышает 10%.

Используя параметр Q-criterion (описанный выше), представляющий собой квадратичную форму инвариантов тензоров завихренности и скоростей деформации, построены одинаковые изоповерхности для вращающегося домена лопастных винтов (рис. 2.32).

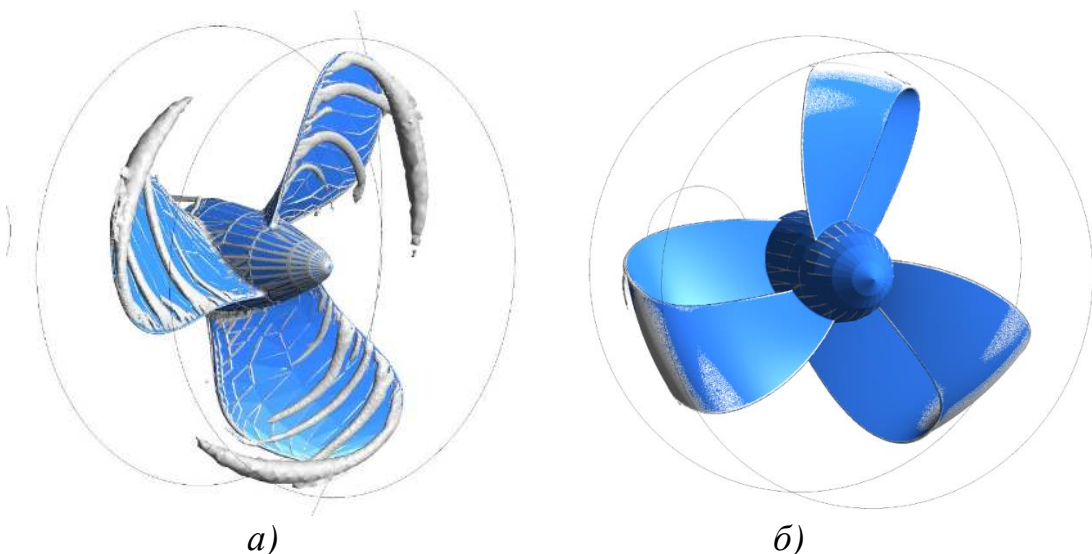


Рисунок 2.32 – Визуализация вихреобразования винтов:  
 а – штатный; б – петлевидный

Распределение изоповерхностей наглядно демонстрирует образование концевых вихря у классического винта и незначительные области вихревых течений у винта с петлевидными лопастями.

В рамках исследования выполнен прочностной анализ штатного и петлевидного винтов, расчет осуществлялся с учетом воздействия центробежных нагрузок, возникающих при работе на номинальном режиме работы, и гидродинамических усилий, распределение которых получено в CFD-расчетах и импортировалось в прочностной модуль. Результаты конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния демонстрируют, что коэффициенты запаса прочности для петлевидного винта из стали, удовлетворяют нормативным требованиям. Значения коэффициентов запаса прочности петлевидного винта не ниже 1,7, что сопоставимо с аналогичными показателями штатных ГВ.

Скорость потока за винтом петлевидной формы имеет более высокие значения, а поле скоростей в сечении носит более равномерный характер (рис. 2.33), что способствует повышению качества рабочего процесса за счет однородности потока и, соответственно, достижению более высокой эффективности лопастного винта.

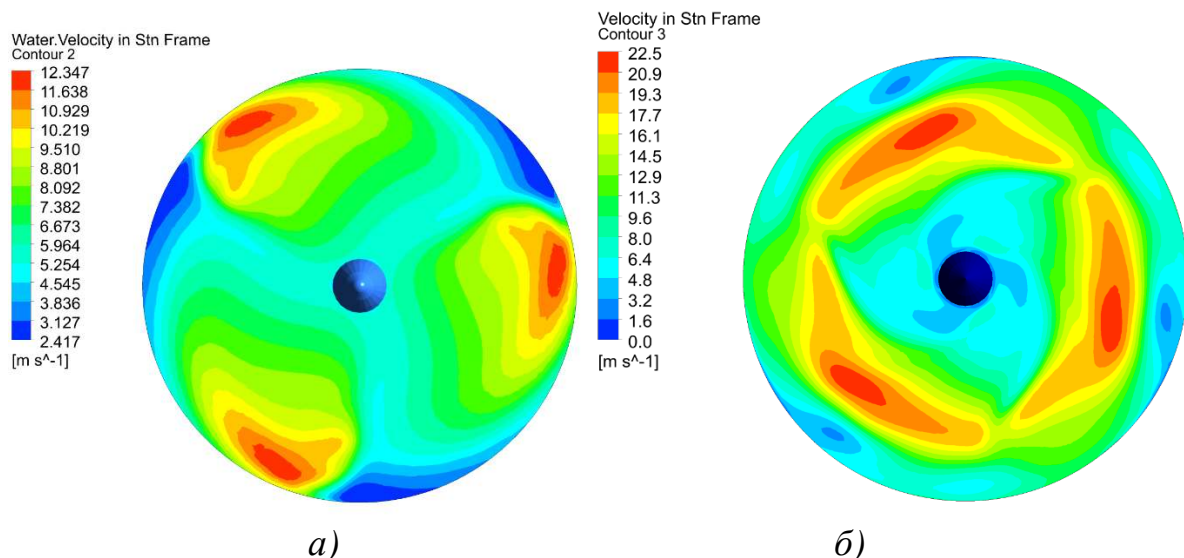


Рисунок 2.33 – Поле скоростей в сечении за винтами:  
а – штатный; б – петлевидный

Анализ результатов моделирования рабочего процесса показал минимизацию кавитационных явлений, высокие гидродинамические параметры, равномерный характер поля скоростей, данные преимущества петлевидного винта перед штатным, позволяют сделать вывод о целесообразности использования выбранного сочетания геометрических параметров винта (с симметричным двусторонним сегментным профилем и шагом  $H/D=1$ ) для дальнейшей оптимизации петлевидных винтов для других движителей, построения закономерностей и их использования для проекторочного расчета петлевидных винтов.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

Разработана трехмерная твердотельная модель петлевидного винта, с лопастью петлевидной формы, выполненной с переменным распределением хорды по длине лопасти, переменным шагом, с двусторонним сегментным профилем.

Разработана математическая модель петлевидного винта, позволяющая рассчитывать характеристики ПЛВ с учетом кавитации, моделировать влияние геометрических параметров на параметры рабочего процесса.

Результатом исследования стало конструктивно-компоновочное схемное решение петлевидного винта с наиболее высокими расчетными параметрами. Данное схемное решение используется в дальнейшем для верификации выполненного моделирования.

Расчетный максимальный КПД  $\eta_{max} = 65\%$ , полученный для петлевидного винта с симметричным двусторонним сегментным профилем и шагом  $H/D=1$ , позволяет сделать вывод о целесообразности использования данного типа профиля и шага у петлевидных винтов.

Сравнение характеристик петлевидного и штатного ЛВ показывает, что разница в тяговых характеристиках на различных режимах работы существенна и достигает  $5\div 25\%$ , в то время как разница моментов не превышает  $10\%$  в пользу петлевидного ЛВ. Поле скоростей ПЛВ в сечении за ЛВ носит более равномерный характер, что способствует достижению более высокой эффективности лопастного винта.

## **ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ**

### **3.1 Разработка программы и методики проведения экспериментальных исследований петлевидных винтов**

Экспериментальные исследования являются неотъемлемой частью проведения поисковых научных исследований. Данный этап исследования позволяет верифицировать результаты численного моделирования, выявить возможные расхождения между теоретическими предположениями и реальными характеристиками, что дает возможность определить направления совершенствования разработанной математической модели.

Методика проведения экспериментальных исследований разработана для испытания опытного лопастного винта для маломерного судна с подвесным двигателем и используется при расчетах численных критериев, регламентирующих маневренность судов и проведении натуральных маневренных испытаний в соответствии с указаниями 6 ч. II Правил классификации и постройки судов (далее – ПКПС), а также Руководства Р.006-2004 «Расчет маневренности и проведения натуральных маневренных испытаний судов внутреннего и смешанного плавания» Российского Речного Регистра [24].

Разработанная программа и методика испытаний (рис. 3.1) выполнена в соответствии с [22, 23], и содержит:

- Объект испытаний
- Цели и задачи экспериментальных исследований.
- Требования к программе испытаний
- Требования к контрольно-измерительной аппаратуре
- Состав и порядок испытаний
- Порядок обработки результатов



Рисунок 3.1 – Структурная схема

Объектом исследования является петлевидный лопастной винт, трехлопастной с наружным диаметром 240 мм.

Целью исследования является определение параметров рабочего процесса винта и верификация результатов численного моделирования.

Задачи исследования:

1. Разработка экспериментального стенда на базе маломерного судна «Крым-1».
2. Снятие характеристик штатных гребных винтов разного исполнения.
3. Снятие характеристик опытного петлевидного лопастного винта.
4. Обработка результатов экспериментальных данных.
5. Сопоставление результатов экспериментальных данных штатных и опытного винтов.
6. Верификация математической модели по результатам экспериментальных исследований.

### 3.1.1 Разработка экспериментальной установки

Результаты работы, изложенные во второй главе, позволили реализовать конструктивно-компоновочное схемное решение петлевидного лопастного винта с оптимальными геометрическими параметрами, на основе которого сформирован эскизный проект ПЛВ, разработана конструкторская документация (Приложение А). Чертеж общего вида, представлен на рис. 3.2.

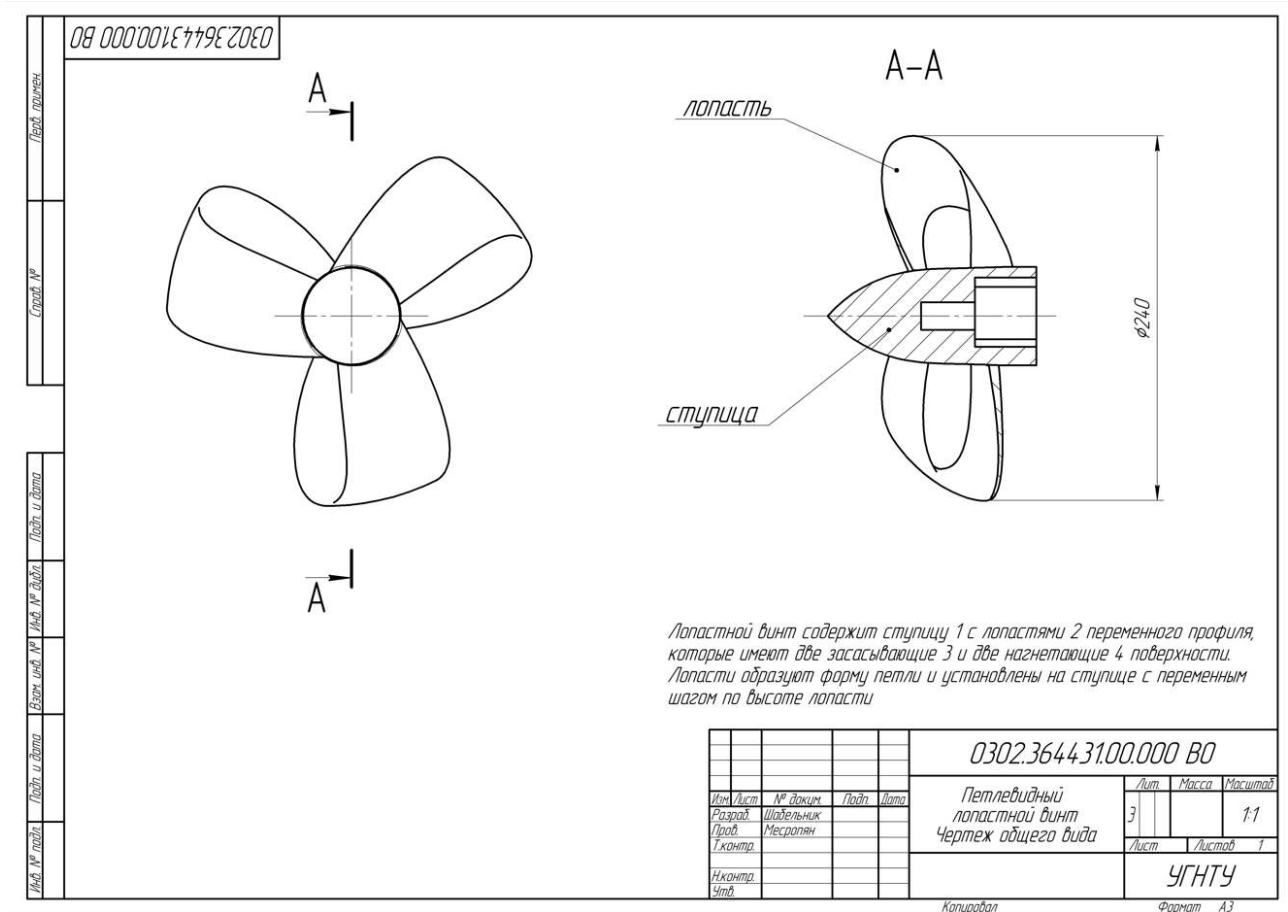




Рисунок 3.3 – Макет петлевидного винта

Для проведения испытаний, по разработанным 3D-моделям с использованием аддитивных технологий был изготовлен ПЛВ из коррозионностойкой стали (рис. 3.4, а), в винт запрессована резиновая втулка для компенсации вибраций и обеспечения упругого соединения с валом. Финишная обработка опытного образца петлевидного винта заключалась в шлифовании поверхностей лопастей и ступицы, шероховатость поверхностей после обработки составляет Ra1.6, это необходимо для обеспечения высоких значений КПД (рис. 3.4, б).



а)

б)

Рисунок 3.4 – 3D-печать из металла:  
а – опытный образец; б – финишная обработка

Исходные данные маломерного судна и спроектированного для него опытного образца петлевидного винта представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1. Основные параметры

Параметр	Размерность	Значение
Диаметр винта,	м	240
Шаг винта	м	240
Шаговое отношение винта	-	1
Количество лопастей		3
Площадь диска винта	м <sup>2</sup>	0,032
Дисковое отношение		0,26
Площадь спрямленной поверхности винта	м <sup>2</sup>	0,054
Глубина погружения оси винта	м	0,18
Частота вращения двигателя гребного винта,	об/мин	5500
Количество моторов в составе судна	шт	1
Мощность двигателя	кВт	22,5
Передаточное отношение реверс-редуктора	-	14:24
Площадь смоченной поверхности судна	м <sup>2</sup>	6,477
Ширина судна максимальная	м	1,6
Длина судна максимальная	м	4,3
Масса судна с грузом	т	0,190
Проектная осадка	м	0,25
Объемное водоизмещение	м <sup>3</sup>	0,809
Водоизмещение	м <sup>3</sup>	0,744
Скорость судна (расчетная)	км/ч	35
Плотность воды	т/м <sup>3</sup>	0,997

Маломерное судно «Крым» с установленным штатным гребным винтом на подвесном моторе «Вихрь-25» и петлевидным винтом представлено на рис. 3.5.



а)

б)

Рисунок 3.5 – Маломерное судно:  
а – со штатным гребным винтом; б – с опытным образцом

Разработана экспериментальная установка на базе маломерного судна «Крым-1» с двигателем мощностью 25 л.с. (18,4 кВт), схема установки петлевидного винта и принцип работы поясняется эскизом, представленным на рис. 3.6.

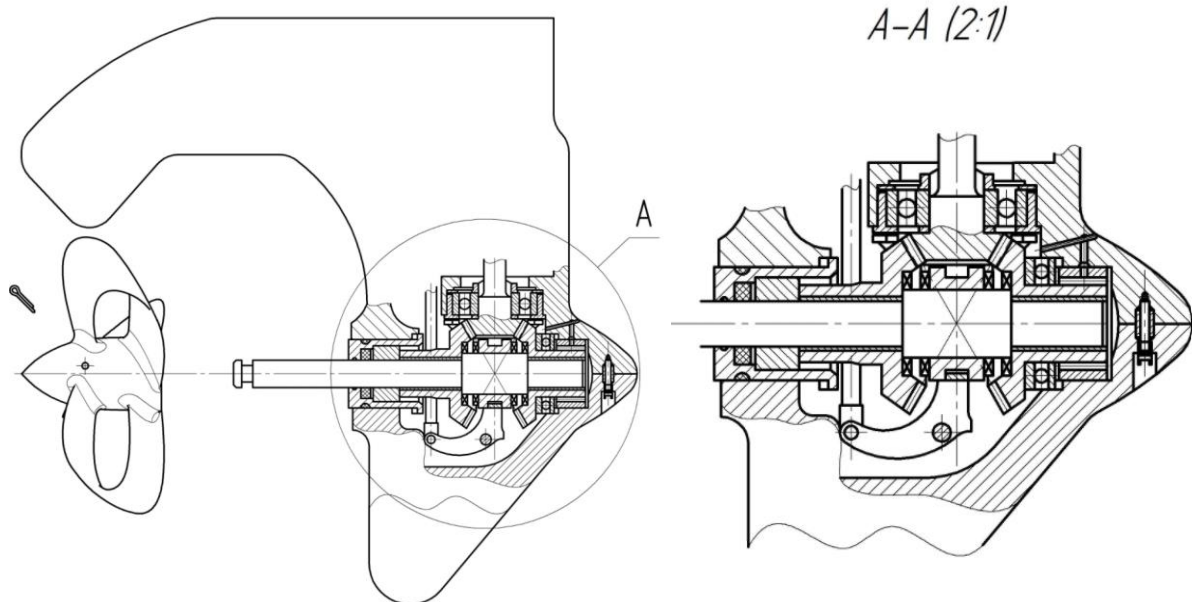


Рисунок 3.6 – Схема установки ПЛВ

Корпус редуктора крепится винтами к нижнему фланцу дейдвудной трубы, при работе подвесного лодочного мотора редуктор находится под водой и должен быть герметичен во избежание утечки масла и попадания воды во внутреннюю полость редуктора. Уплотнение осуществляется резиновыми кольцами и сальниковыми уплотнениями. Антикавитационная плита редуктора в обязательном порядке должна располагаться в зоне, находящейся под нижней частью кормы корпуса лодки, иначе могут возникнуть негативные явления в виде возникновения кавитации на лопастном винте и нарушения в работе системы охлаждения мотора.

Крутящий момент двигателя передается на лопастной винт через шпоночное соединение, в осевом перемещении лопастной винт фиксируется шплинтом, проходящем через кольцевую канавку гребного вала. Упругость соединения с валом обеспечивается промежуточной полиуретановой втулкой-амортизатором.

Разработанная экспериментальная установка предполагает проведение исследований с измерением тяговых и скоростных характеристик ПЛВ, сравнение гидродинамических характеристик со штатным ГВ для выполнения верификации математической модели, используемой при численном моделировании.

### **3.1.2 Требования к программе испытаний**

Проведении натурных маневренных испытаний регламентируется в соответствии с указаниями 6 ч. II Правил классификации и постройки судов, а также Руководства Р.006-2004 «Расчет маневренности и проведения натурных маневренных испытаний судов внутреннего и смешанного плавания» Российского Речного Регистра.

Гребной винт, являясь самостоятельной сборочной единицей должен подбираться с учетом его назначения, его расчет и изготовление производится под конкретные параметры двигателя, реверс-редуктора, судна и его назначения, района плавания и выполнение определённых целей и задач.

Во многом эффективность пропульсивного комплекса судна, включающего корпус судна, энергетическую установку и движитель, зависит от согласованности режимов их работы.

Натурные испытания выполняются на маломерном судне «Крым-1» с настроенными внешними скоростными характеристиками двигателя «Вихрь-25» и включает в себя два основных раздела:

- снятие параметров ходовых испытаний для штатного гребного винта и составление в табличной форме полученных данных;
- снятие параметров ходовых испытаний на опытном (петлевидном) лопастном винте и составление в табличной форме полученных данных.

Акватория для проведения испытаний выбирается с глубиной не менее 4,5 осадок судна.

Наличие течения на мерном участке предопределяет необходимость внесения соответствующих поправок при снятии скоростных характеристик.

В районе проведения испытаний лопастного винта необходимо предусмотреть создание (развертывание) участка для монтажа-демонтажа лопастных винтов и места установки измерительного оборудования для измерения геометрии опытного винта с обеспечением необходимого количества оснастки и квалифицированного персонала.

Двигатель для проведения испытаний должен иметь настройку топливной аппаратуры в соответствии с указанием завода изготовителя. Весь процесс испытания проводится на одном судне. Замена судна и перенастройка топливной аппаратуры не допускается.

На мерных участках с помощью gps-трекеров во время проведения испытаний измеряется (фиксируется) время прохождения мерного участка.

На участке проведения натуральных замеров устанавливается флюгер для определения направления ветра и производится замер силы ветра по данным анемометра. Данные фиксируются gps-трекером с дублированием на мерной схеме.

Руководитель проекта имеет право ввести в Программу испытаний опытного винта дополнительные этапы испытаний, увеличить объемы выборок экспериментальных данных или остановить проведение испытаний, если выявлена техническая невозможность дальнейшего проведения испытаний, либо условия испытаний на водной акватории не позволяют провести их в полном объеме и/или с надлежащей точностью.

Проведение испытаний выполняется на маломерном судне, оснащено в соответствии с требованиями ГИМС «Нормы оснащения маломерных судов, поднадзорных ГИМС МЧС России, эксплуатируемых во внутренних водах, минимальным набором средств безопасности»: средствами и элементами спасения, необходимыми элементами оборудования и т.д.

Проведение испытаний выполняется при наличии необходимого оборудования:

- динамометр с комплектом тросов;
- электронный тахометр;
- электронный анемометр;
- оборудование для фото и видеосъемки;
- радиостанции;
- комплект инструментов для монтажа/демонтажа лопастных винтов.

При проведении экспериментальных исследований соблюдаются правила безопасности, установленные нормами и правилами в нормативных документах [47]. Перед началом испытаний проводится инструктаж по технике безопасности с членами экипажа и испытательной группы.

По окончании испытаний обрабатывается выборка экспериментальных данных, готовится отчет по полученным в ходе испытаний лопастного винта данным с указанием соответствия/несоответствия параметров и характеристик лопастного винта расчетным данным.

### 3.1.3 Требования к контрольно-измерительной аппаратуре

Определение основных параметров при проведении экспериментальных исследований проводится с использованием контрольно-измерительных приборов, представленных в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Средства измерения

Наименование	Марка прибора	Основные характеристики	Погрешность измерения
Динамометр	WH-C100	Пределы измеряемых усилий: нижний – 0,2 кг верхний – 150 кг	$\pm 0,05$ кг
Электронный тахометр	TNM304MR	Диапазон измерения: 50...20000 об/мин	$\pm 0,03\%$
Электронный анемометр	Smart Sensor AR816	Диапазон измерения скорости потока: 0,4...30 м/с	$\pm 3\%$
Секундомер	электронный хронометрический прибор, интегрированный в мобильное устройство	Диапазон измерения: 0,01с...99,9 ч	Погрешность $\pm 0,1$ с
Мультиметр	Mastech MY64	Диапазон измерения температуры: - 20°C...1000°C.	$\pm 2\%$
Рулетка металлическая	P10УЗК	Длина шкалы рулетки: 10 м. Цена деления шкалы: 1 мм	$\pm 0,05$ мм

Дополнительно для фиксации показаний используются радиостанции Baofeng UV-5R, фото- и видеофиксация проведения испытаний осуществляется с помощью фотокамеры Canon EOS R5 и смартфонов с установленными приложениями для отслеживания GPS-сигала.

### 3.1.4 Программа испытаний

Испытания выполняются в несколько этапов, на первом этапе производится измерение тяги на швартовых по динамометру на установленных оборотах двигателя (рис. 3.7) на режимах работы, указанных в таблице 3.3 для гребного винта штатного исполнения.

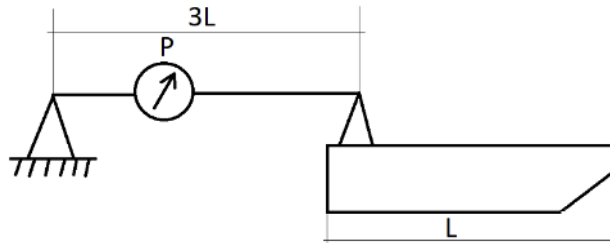


Рисунок 3.7 – Измерение тяги на швартовых

Таблица 3.3 – Режимы работы двигателя

№ п/п	Обороты двигателя об/мин (об/с)	Обороты гребного винта расчетные об/мин (об/с)	Примечание
1.	2000 (33,33)	1166 (19,43)	Передаточное отношение редуктора 24:14 (0,583)
2.	3000 (50)	1749 (29,15)	
3.	4000 (66,67)	2332 (38,87)	

Второй этап проведения испытаний включает в себя измерение скорости судна на воде в грузу на мерном участке по установленным оборотам двигателя (рисунок 3.8) для штатного гребного винта.

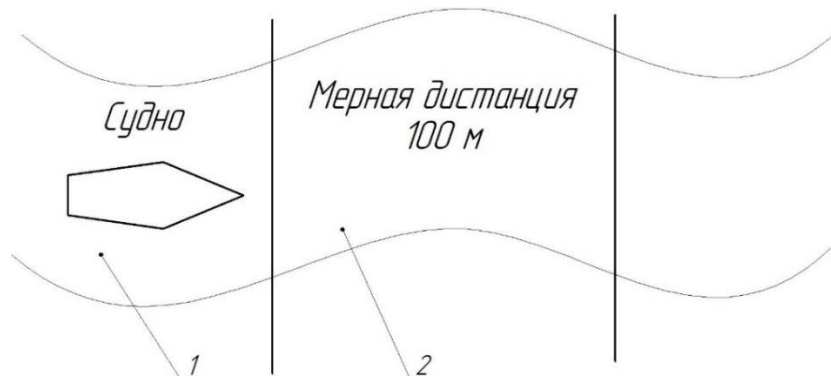


Рисунок 3.8 – Измерение скорости судна:  
1 – разгонная акватория; 2 – контрольная акватория

После проведения двух этапов испытаний выполняется замена установленного штатного винта на петлевидный (опытный) винт и выполняется третий этап испытаний, включающий в себя измерение тяги на швартовых по динамометру на установленных оборотах двигателя (согласно рис. 3.6 и табл. 3.3 соответственно) для опытного образца.

Четвертый этап испытаний заключается в измерении скорости судна на воде в грузу на мерном участке (рис. 3.8) по установленным оборотам двигателя для опытного винта.

По окончании испытаний обрабатывается выборка экспериментальных данных, готовится отчет по полученным в ходе испытаний лопастного винта данным с указанием соответствия/несоответствия параметров и характеристик расчетным данным.

Результаты испытаний опытного лопастного винта отражаются в Протоколе испытаний с приложением, в случае необходимости иллюстративно-графических материалов, а также материалов фото и видеосъемки (при наличии).

### 3.2 Анализ результатов экспериментальных данных

Лодочные моторы «Вихрь» могут комплектоваться различными типами гребных винтов – скоростной, полугрузовой и грузовой (рисунок 3.9 б, в, г), исходя из геометрических параметров и назначения лопастных винтов для сравнительной (сопоставления) оценки тяговых параметров петлевидного винта был выбран грузовой штатный гребной винт.

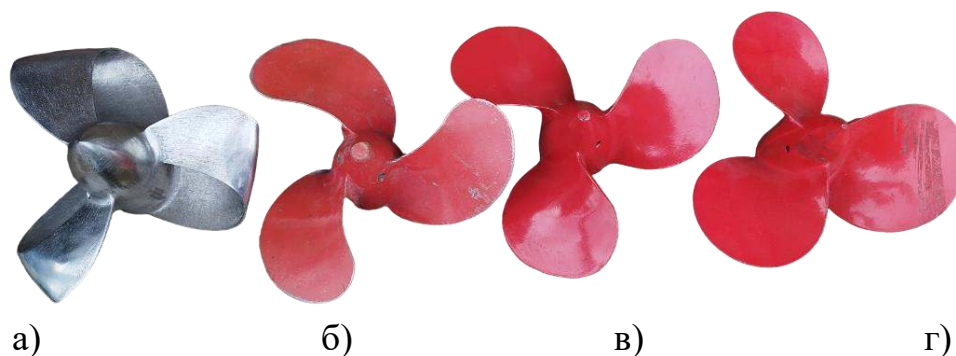


Рисунок 3.9 – Лопастные винты:

*а* – петлевидный; *б* – скоростной; *в* – полугрузовой; *г* – грузовой

В ходе испытаний на судне производился замер оборотов двигателя с помощью электронного тахометра (рис. 3.10, а), на берегу с помощью динамометра измерялось усилие, создаваемое испытуемыми лопастными винтами (рис. 3.10, б).

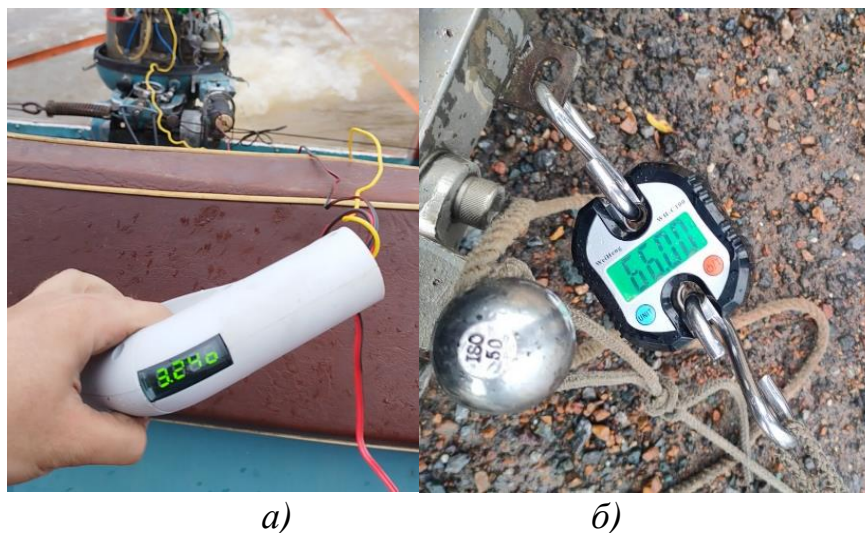


Рисунок 3.10 – Измерение:  
а – оборотов двигателя; б – усилия, развиваемого винтом

Следующим этапом было выполнено измерение скорости судна (рис. 3.11) на мерном участке с помощью gps-трекера с учетом движения «по течению» и «против течения».

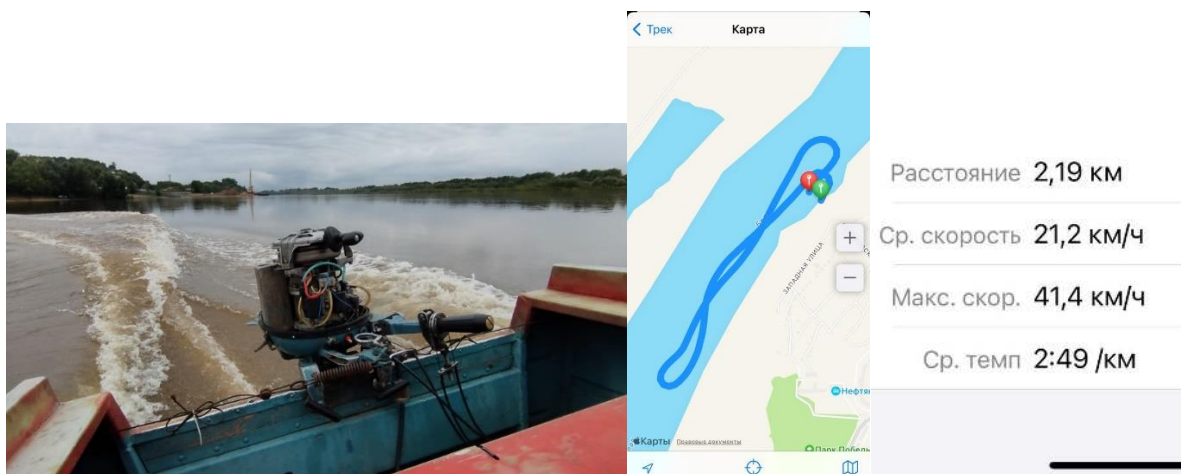


Рисунок 3.11 – Испытания по определению скорости судна

Результаты экспериментальных исследований развиваемого лопастными винтами усилия представлены в таблице 3.4 и на графике

рис. 3.12., где штриховой линией обозначены усилия, полученные по результатам численного моделирования на бóльших оборотах и аппроксимированные с результатами экспериментальных исследований

Таблица 3.4 – Усилие, развиваемое винтами

Обороты двигателя, об/мин	Развиваемое усилие, Н		Примечание
	Штатный винт	Петлевидный винт	
2000	632	684	
2400	805	877	
3000	1008	949	
3200	1076	1012	

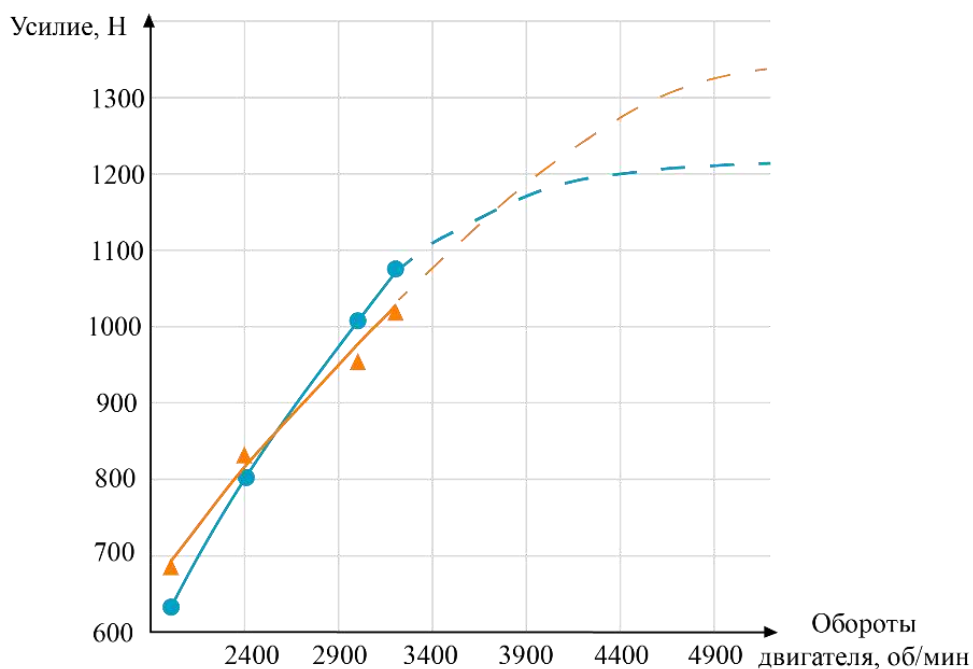


Рисунок 3.12 – Усилие, развиваемое:

—●— Штатным винтом; —▲— Петлевидным винтом

Согласно данным GPS-трекера рассчитана средняя скорость прохождения мерного участка на различных оборотах для 4 испытуемых винтов, представленных на рис. 3.9, зависимость скорости от оборотов двигателя приведены на рисунке 3.13 и в таблицах 3.5 – 3.8.

Таблица 3.5 – Измерение скорости судна на воде в грузу на мерном участке по установленным оборотам двигателя скоростной гребной винт

Обороты двигателя	№ прохода, км/ч				Примечание
	1 (по течению)	2 (по течению)	3 (против течения)	4 (против течения)	
3000	17,4	17,6	9,5	9,4	
4000	-	-	-	-	Не удалось снять показания

Таблица 3.6 – Измерение скорости судна на воде в грузу на мерном участке по установленным оборотам двигателя полугрузовой гребной винт

Обороты двигателя	№ прохода, км/ч				Примечание
	1 (по течению)	2 (по течению)	3 (против течения)	4 (против течения)	
3200	17,2	17,1	10	10	
4400	41	41	35,7	35,8	

Таблица 3.7 – Измерение скорости судна на воде в грузу на мерном участке по установленным оборотам двигателя грузовой гребной винт

Обороты двигателя	№ прохода, км/ч				Примечание
	1 (по течению)	2 (по течению)	3 (против течения)	4 (против течения)	
3000	15,6	15,6	8,8	8,7	
4000	32	32	27,9	28,2	
4600	39,5	-	-	-	

Таблица 3.8 – Измерение скорости судна на воде в грузу на мерном участке по установленным оборотам двигателя петлевидный лопастной винт

Обороты двигателя	№ прохода, км/ч				Примечание
	1 (по течению)	2 (по течению)	3 (против течения)	4 (против течения)	
3100	13,2	13,2	8	7,9	
4000	15,6	15,6	-	-	

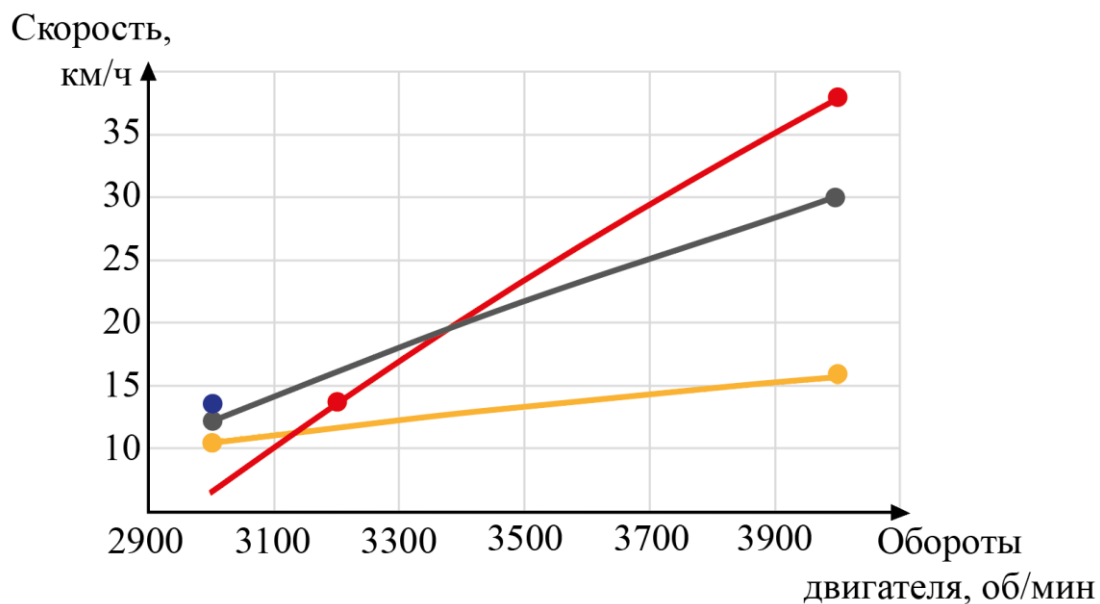


Рисунок 3.13 – Скоростные характеристики винтов:  
 ● – петлевидный; ● – скоростной; ● – полугрузовой; ● – грузовой;

Результаты испытаний показали, что петлевидный винт оказался «гидродинамически тяжелым», имеет выраженный тяговый характер, на одинаковых режимах работы в районе 3000 об/мин развиваемое усилие в сравнении с грузовым штатным (развивающим наибольшее тяговое усилие) имеет близкое значение – расхождение составляет 6%, однако стоит учитывать, что номинальным режимом работы двигателя является режим 4500 – 5000 об/мин. Соответственно исследование работы опытного винта в области больших оборотов двигателя возможно при использовании энергетической установки большей мощности.

Скоростные характеристики показали похожую картину: скоростной гребной винт из-за развиваемого усилия не выходит на режим работы более 3000 об/мин; на указанном режиме работы двигателя все испытываемые винты обеспечили практически одинаковую скорость хода судна, расчетные скорости при 4000 об/мин показали грузовой и полугрузовой гребные винты.

Повышение скоростных характеристик ПЛВ возможно при изменении шага винта и использовании лопастей с меньшей хордой профиля.

Экспериментальные исследования позволили выявить выраженный характер опытного (петлевидного) винта – он имеет либо тяговый, либо скоростной характер, и не имеет универсального решения.

### 3.3 Верификация результатов численного моделирования

Верификация математической модели и результатов численного моделирования, изложенных в главе 2, выполняется путем сопоставления значений развиваемого тягового усилия на швартовых режимах, замеренных при проведении натуральных испытаний. На основе сформированной математической модели выполнено моделирование рабочего процесса штатного и опытного лопастных винтов при условиях, приближенных к натурным испытаниям.

Сравнение результатов измерений развиваемого усилия с данными моделирования штатного гребного винта представлено на рис. 3.14 и в таблице 3.9, петлевидного винта – на рис. 3.15 и в таблице 3.9.

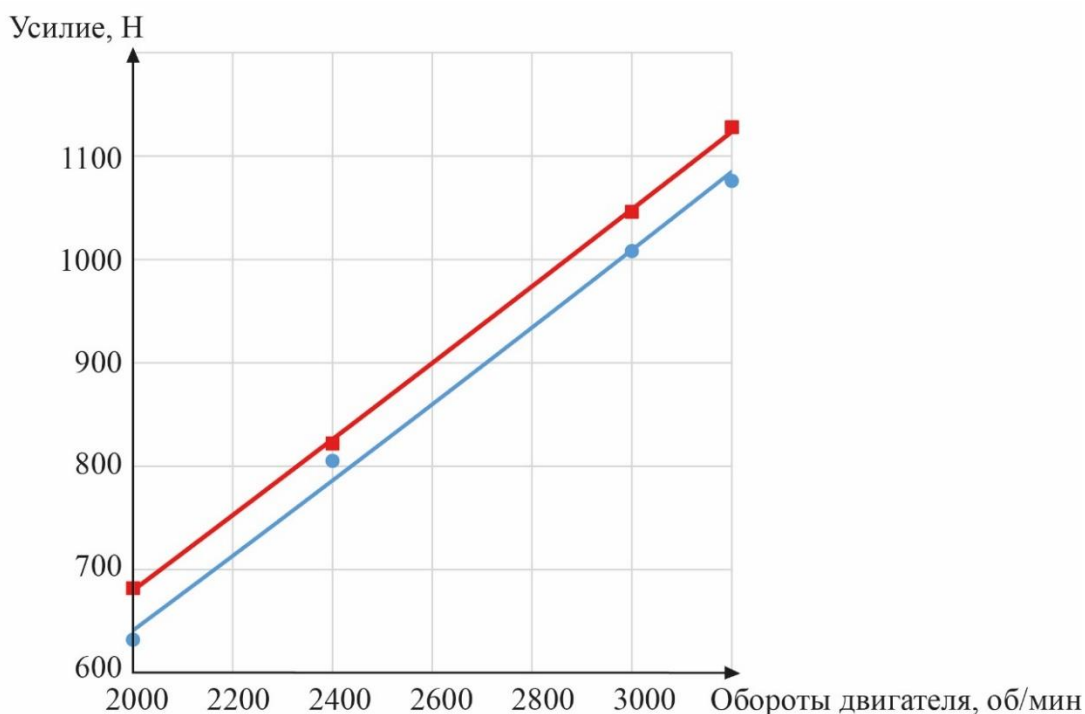


Рисунок 3.14 – Сравнение результатов штатного ГВ

● – эксперимент; ■ – моделирование

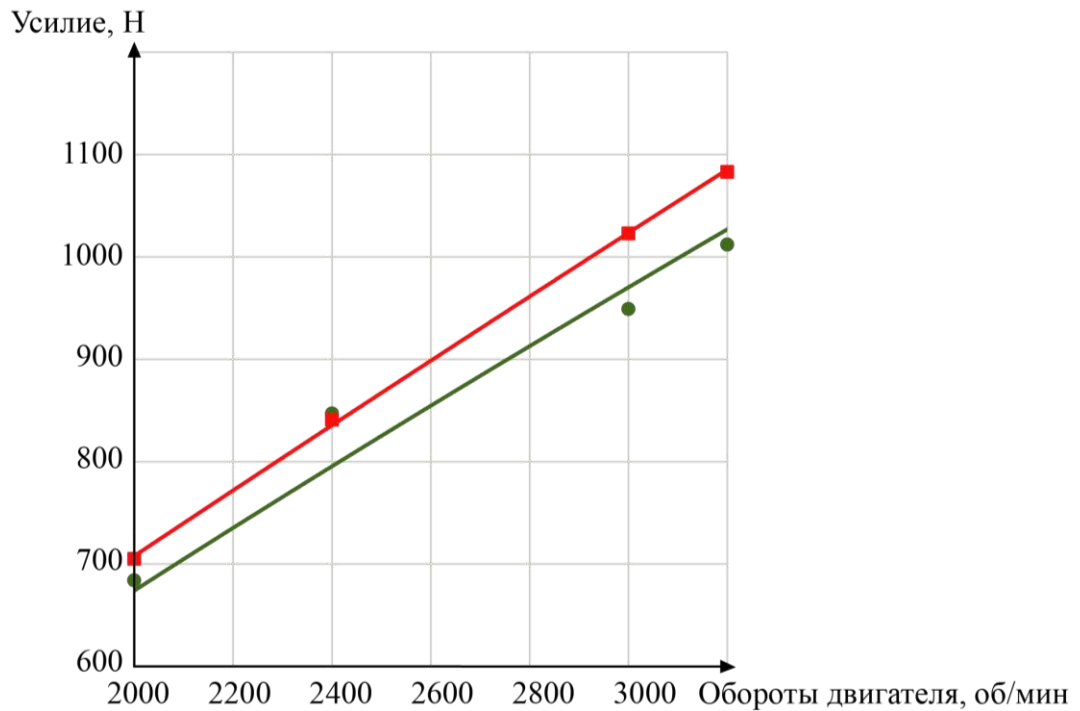


Рисунок 3.15 – Сравнение результатов петлевидного ЛВ:  
 ● – эксперимент; ■ – моделирование

Таблица 3.9 – Сравнение экспериментальных данных

Обороты двигателя, об/мин	Развиваемое усилие, Н		Расхождение $\delta$ , %	Развиваемое усилие, Н		Расхождение $\delta$ , %
	Натурный эксперимент	Моделирование		Натурный эксперимент	Моделирование	
2000	632	685	8,4	684	705	3,1
2400	805	826	2,6	847	841	0,7
3000	1008	1046	3,8	949	1027	8,2
3200	1076	1128	4,8	1012	1083	7,1

Анализ отклонений показывает, что расхождение между экспериментальными данными и результатами моделирования обладает дисперсией, это объясняется погрешностями, связанными с измерениями и нестабильными внешними условиями при проведении натурального эксперимента. Расчетные значения развиваемого усилия штатного и петлевидного лопастных винтов образуют строгую закономерность плавно

увеличиваясь с ростом оборотов, экспериментальные данные при этом имеют значительный разброс от осредненной линии, в связи с чем есть точки с минимальным расхождением экспериментальных точек и данных моделирования (0,7%). Максимальная погрешность для штатного ГВ наблюдается при низких оборотах  $n = 2000$  об/мин, для ПЛВ при высоких значениях, однако в целом погрешности являются допустимыми  $\delta < 10\%$  [43].

Результаты верификации подтверждают адекватность разработанной математической модели и целесообразность ее использования для моделирования рабочих процессов ЛВ, погрешность численного моделирования и результатов экспериментальных исследований не превышает 8%. Расхождения объясняются динамическими процессами атмосферных условий, нестационарностью скорости течения и флуктуирующей скоростью ветра.

Разработанную математическую модель можно применять далее для формирования методики моделирования рабочего процесса петлевидных винтов для получения типоразмерного ряда подобных винтов.

### **3.4 Оптимизация модели по результатам натурных испытаний**

Анализ результатов натурных испытаний, как уже указано выше, показывает, что ПЛВ при тех же диаметре, шаговом отношении и количестве лопастей, по сравнению с классическим ГВ является гидродинамически более тяжелым. Это, в свою очередь, требует согласования режима работы ПЛВ с ВСХ приводного двигателя и последующей параметрической оптимизации ПЛВ с корректировкой исходной геометрической модели и уточнением параметров во всем диапазоне рабочих оборотов.

Оптимизация геометрической модели выполняется при сохранении наружного диаметра и количества лопастей; варьируемыми величинами являются шаговое отношение и относительная толщина лопасти. Такой

подход позволяет сохранить исходно выбранный типоразмерный ряд ПЛВ для выбранного мощностного диапазона и обеспечения согласованной работы пропульсивного комплекса «корпус-энергетическая установка-двигатель».

Анализ результатов численного моделирования, приведенных в главе 2, данные результатов экспериментальных исследований и верификации используемой математической модели показывают, что для повышения энергоэффективности ПЛВ в процессе параметрической оптимизации необходимо увеличение шагового отношения и изменение относительной толщины лопасти. Численное моделирование позволило установить, что рациональным вариантом оптимизации при доступной мощности  $N_3=18,4$  кВт является изменение шагового отношения с  $H/D=1$  до значения  $H/D=1,2$  и уменьшение относительной толщины лопасти с  $\bar{e} = e_m/b=0,1$  до  $\bar{e} =0,08$ . На рис. 3.16 представлена геометрия опытного (ПЛВ<sub>1</sub>) и измененного ПЛВ (ПЛВ<sub>2</sub>).

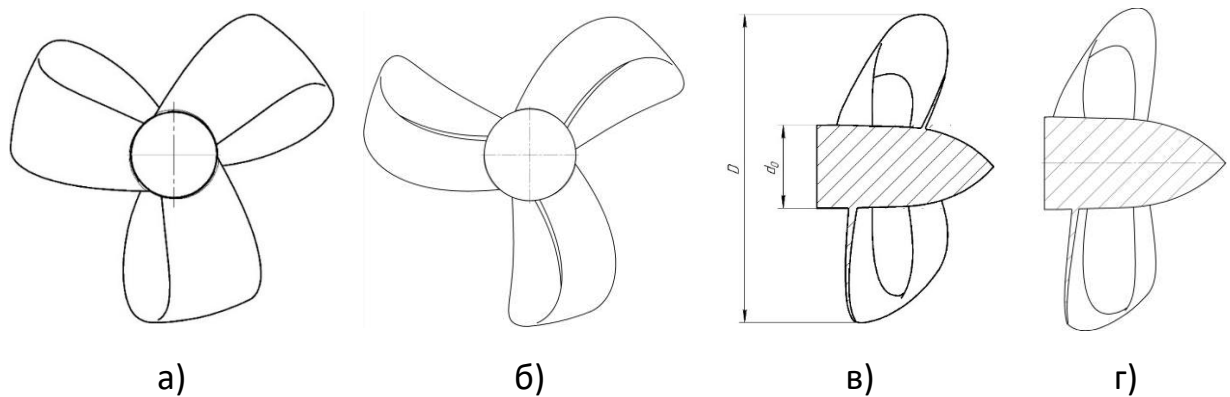


Рисунок 3.16 – Геометрия ПЛВ:

*a* – вид спереди ПЛВ<sub>1</sub>; *б* – вид спереди ПЛВ<sub>2</sub>; *в* – продольный разрез ПЛВ<sub>1</sub>;  
*г* – продольный разрез ПЛВ<sub>2</sub>.

Уменьшение относительной толщины  $\bar{e}$  в сочетании с изменением шагового отношения  $H/D$  приводит к облегчению «гидродинамически тяжелого винта» и снижению величины потребной мощности при согласовании рабочих режимов элементов пропульсивного комплекса без потери энергоэффективности. Характер протекания рабочего процесса (распределение скоростей) носит схожий характер, на рис 3.17 представлены

картины течения ПЛВ<sub>1</sub> и ПЛВ<sub>2</sub> в сечениях на 0,7R иллюстрирующие изменение шагового отношения винтов.

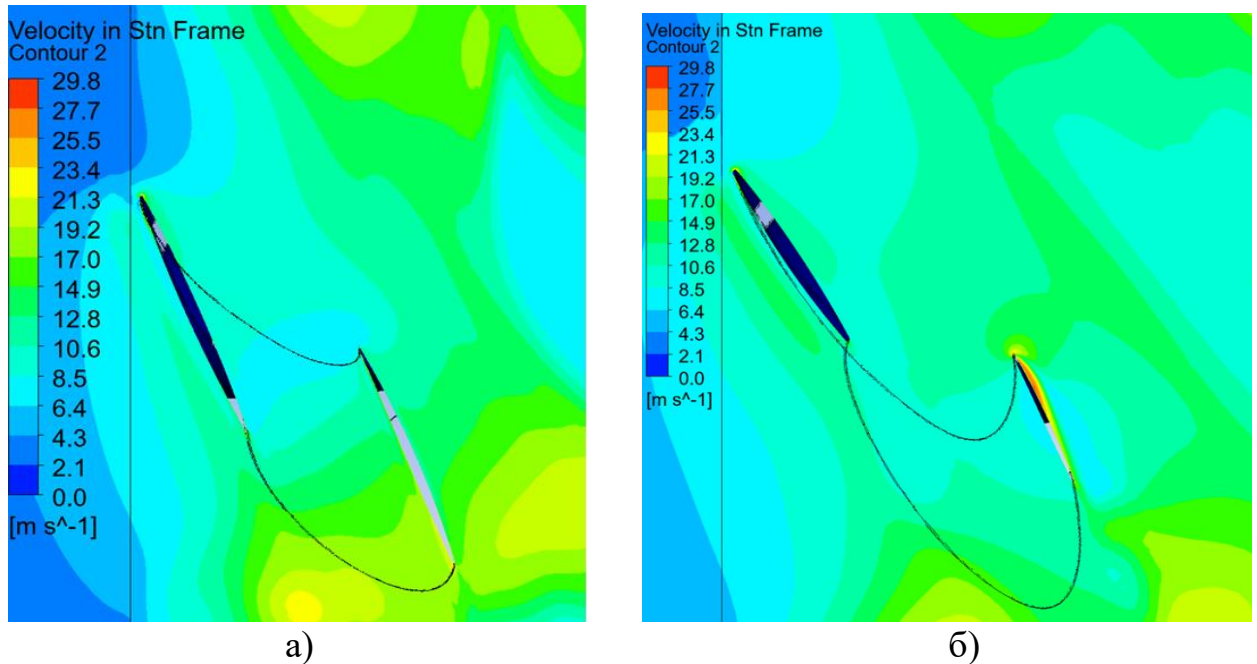


Рисунок 3.17 – Распределение скоростей ПЛВ:  
а – ПЛВ<sub>1</sub>; б – ПЛВ<sub>2</sub>;

Анализ распределения скоростей при обтекании профилей лопастей ПЛВ показывает устойчивое безотрывное течение, у обоих вариантов ПЛВ отсутствуют локальные зоны отрыва потока от поверхности лопасти, что также подтверждается равномерным градиентом скоростей вдоль поверхности и распределению векторов скорости в различных сечениях винтов. Полученные поля скоростей обеспечивают оптимальные гидродинамические условия, позволяющие достигать высокой эффективности работы ЛВ.

В соответствии с вышеизложенным (см. рис. 3.14 – 3.15 и табл. 3.9) по результатам моделирования штатного (традиционного), ПЛВ<sub>1</sub> и ПЛВ<sub>2</sub> винтов в таблице 3.10 и на рис. 3.18 приведены расчетные данные по развиваемому усилию в абсолютном значении и в безразмерном виде (коэффициент упора) в зависимости от замеренных при натурных испытаниях оборотах двигателя (обороты гребного вала пересчитываются с учетом передаточного числа редуктора равного 0,583).

Таблица 3.10 – Сравнение характеристик винтов

Обороты, об/мин	Штатный ГВ		ПЛВ <sub>1</sub>		ПЛВ <sub>2</sub>	
	Развиваемое усилие, Н	Коэффициент упора	Развиваемое усилие, Н	Коэффициент упора	Развиваемое усилие, Н	Коэффициент упора
2000	685	0,547	705	0,563	708	0,565
2400	826	0,458	841	0,466	856	0,474
3000	1046	0,371	1027	0,364	1086	0,385
3200	1128	0,352	1083	0,338	1158	0,361

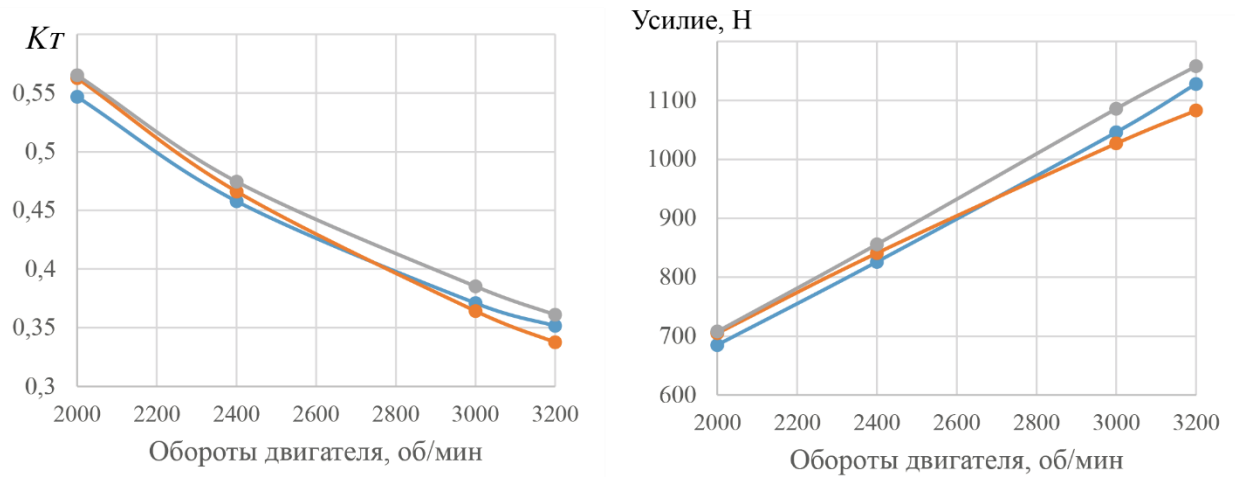


Рисунок 3.18 – Развиваемые усилия ЛВ:

— ПЛВ<sub>1</sub>; — ПЛВ<sub>2</sub>; — штатный

Представленные данные по развиваемому усилию соответствуют данным атмосферных условий и диапазону оборотов, замеренных при выполнении натурных испытаний, для определения параметров рабочего процесса ПЛВ<sub>2</sub>. В рассматриваемом диапазоне развиваемое усилие ПЛВ<sub>2</sub> выше штатного на 3% в абсолютных величинах. Сравнительный анализ характеристик рассматриваемых ЛВ для всего диапазона рабочих оборотов по результатам систематизации данных численного моделирования представлен в безразмерном виде на рис. 3.19.

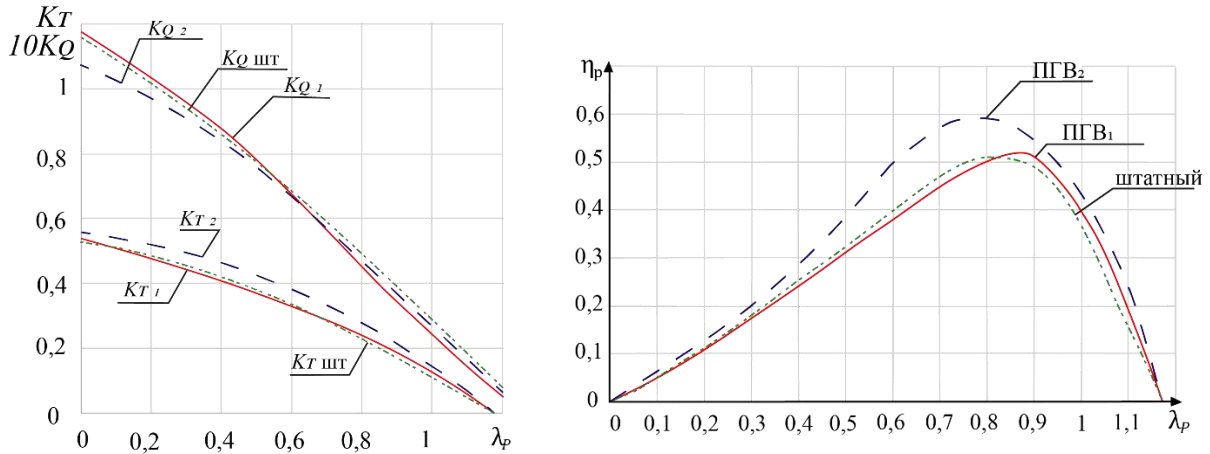


Рисунок 3.19 – Кривые действия:

—  $ПЛВ_1$ ; — — —  $ПЛВ_2$ ; ..... — штатный

Оптимизация геометрии ПЛВ при заданных условиях позволила выполнить моделирование рабочего процесса ПЛВ рациональной геометрии, анализ результатов моделирования показывает повышение КПД ПЛВ<sub>2</sub> до 8%, в то время как КПД ПЛВ<sub>1</sub> выше штатного до 2%, таким образом оптимизация позволила повысить эффективность петлевидного ЛВ на 6%. При швартовых режимах и на малых оборотах разница в развиваемом усилии не превышает 5%, наибольшее увеличение эффективности работы наблюдается при номинальном режиме работы  $\lambda_p = 0,75$ .

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

Разработана программа и методика испытаний ГВ, содержащая требования к проведению испытаний ПЛВ в соответствии с рекомендациями ГОСТ. Согласно разработанной программе и методике испытаний выполнены натурные испытания штатных и петлевидного ЛВ, измерения тяговых и скоростных характеристик штатных и петлевидных ЛВ.

Разработана экспериментальная установка на базе маломерного судна, которая позволяет проводить испытания ПЛВ. Экспериментальная установка предназначена для снятия характеристик в рабочем диапазоне оборотов лодочного мотора с возможностью фиксации развиваемого винтами усилия.

Сопоставление экспериментальных данных штатных и опытного винтов показывает, что ПЛВ имеет выраженный тяговый характер. ПЛВ развивает сопоставимое тяговое усилие в сравнении со штатным, так называемым «грузовым» ГВ, позволяющим развивать наибольшее тяговое усилие, при тех же оборотах.

Обработка результатов испытаний показывает, что испытуемый ПЛВ при тех же диаметре, шаговом отношении и количестве лопастей, по сравнению с классическим ГВ является гидродинамически более тяжелым, данный ПЛВ требует большей мощности для того, чтобы развить максимальные обороты, соответственно необходимо тщательно подходить к выбору располагаемой мощности и согласованию режимов работы элементов пропульсивного комплекса. В то же время, выполненные исследования показывают, что при идентичной подводимой мощности и сопоставимых геометрических параметрах винтов, ПЛВ обладает большим КПД в сравнении с классическим ГВ.

Экспериментальные данные подтверждают теоретические данные, сопоставление результатов экспериментальных исследований и численного моделирования с соответствующими оборотами показало максимальное расхождение параметров 8%, среднее расхождение при этом составляет 5%.

Верификация результатов численного моделирования рабочего процесса петлевидного винта подтверждает высокую сходимость характеристик разработанной математической модели с экспериментальными данными.

Определение рациональных геометрических параметров ПЛВ, с увеличением шагового отношения и уменьшением относительной толщины лопасти, позволило повысить КПД ПЛВ для рассматриваемых условий на 8% и увеличить развиваемое тяговое усилия на 5%.

## ГЛАВА 4. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕТЛЕВИДНЫХ ВИНТОВ

### 4.1 Общие положения

Разработка методики проектирования петлевидных винтов является актуальной задачей, решение которой позволит выполнять расчет ПЛВ с оптимальной геометрией, что неразрывно связано с гидродинамическим качеством и повышением эффективности рабочего процесса ПЛВ.

Оптимизация лопастного винта – это многокритериальная задача, направленная на улучшение гидродинамических характеристик за счет выбора геометрических параметров лопастного винта при заданных условиях. Наиболее распространённый метод проектирования ЛВ традиционных схемных решений – это определение по диаграммам основных параметров винта, обеспечивающих достижение поставленных условий. Диаграммы представляют собой обобщение результатов расчетных исследований геометрии винта, расчет конструктивных параметров ГВ в этом случае не предусматривается.

В настоящее время в открытых источниках [15, 67] изложены некоторые подходы проектирования винтов с петлевидными лопастями, представляющие собой итерационные методы с использованием численного моделирования, что является трудоемким и несистематизированным процессом. В диссертационном исследовании предлагается методика проектирования винтов с петлевидными лопастями, основанная на использовании диаграмм, полученных путем обобщения и структуризации результатов численного моделирования.

Создание алгоритмов проектирования петлевидных винтов направлено на определение геометрических параметров винтов и их характеристик на различных режимах работы.

Отличительной чертой от гребных винтов с традиционными лопастями являются лопасти, выполненные в форме петли, что обуславливает специфичность рабочего процесса петлевидного винта, которая заключается в формировании единого вихревого следа без тангенциальных разрывов скоростей, вследствие геометрических особенностей, позволяющих максимально эффективно преобразовывать крутящий момент привода в создаваемую тягу. Учитывая вышеизложенное, существующие методики [11, 15] не могут быть использованы при проектировании лопастных винтов с петлевидными лопастями.

Предлагаемый подход к проектированию петлевидных винтов основывается на универсальном методе Папмеля с учетом особенностей геометрической формы и параметров петлевидных винтов. Диаграммы Папмеля получены расчетным путем применительно к полноразмерным традиционным винтам, а не построены на базе обработки результатов модельных испытаний.

В диссертационном исследовании предлагается использование численного моделирования с применением методов вычислительной гидродинамики для получения диаграмм, учитывающих особенности геометрии и рабочего процесса петлевидных винтов. В работе приведены результаты исследований двух-, трех- и четырехлопастных ПЛВ для двигателей мощностью от 11 до 110 кВт (от 15 до 150 л.с.).

Алгоритмическое представление методики проектирования ПЛВ в виде блок-схемы приведено на рис.4.1. Первым этапом является постановка задачи, на котором производится согласование ограничений и допущений, далее выполняется проектировочный расчет, поверочный расчет и формируются рекомендации по повышению эффективности пропульсивного комплекса.

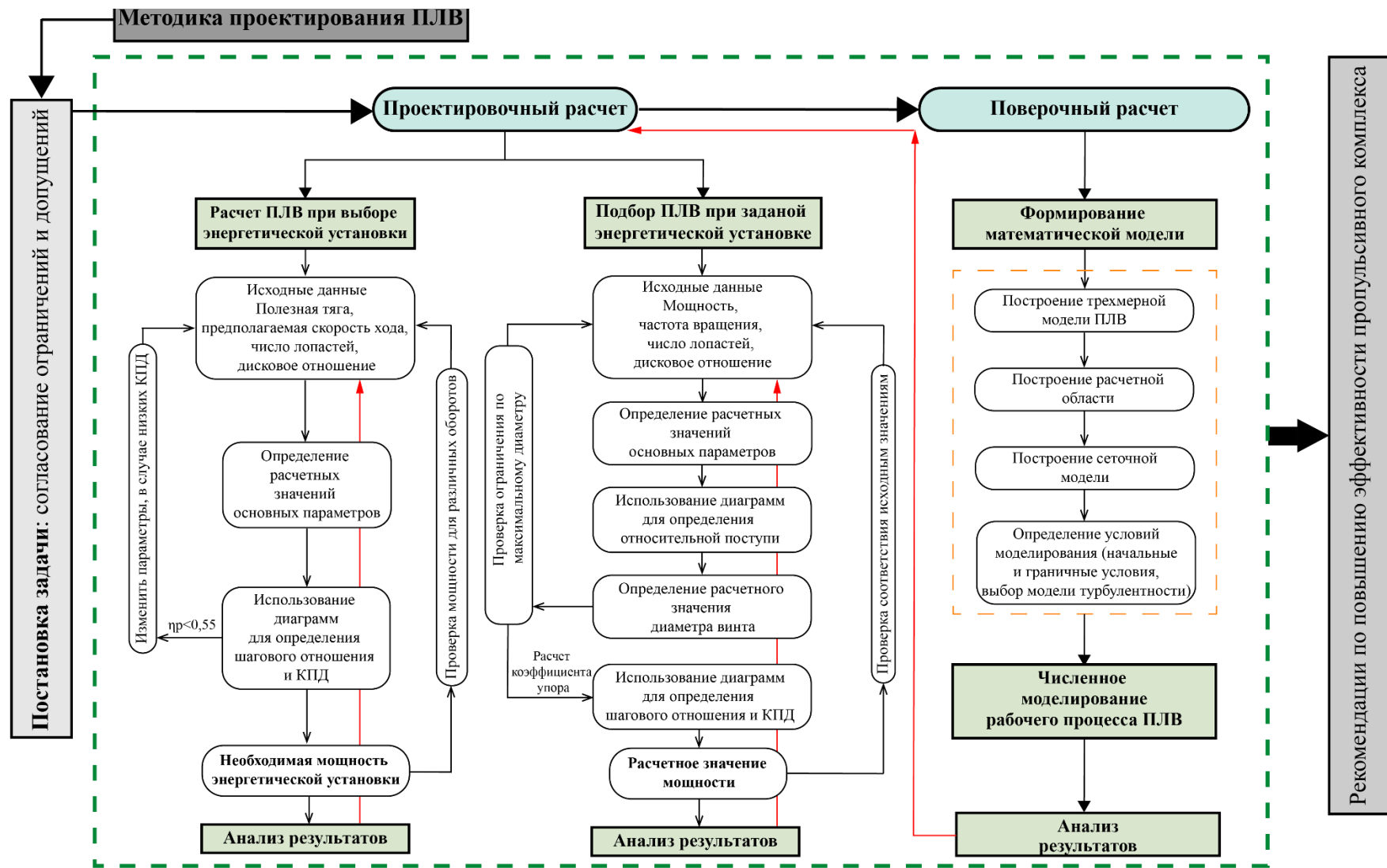


Рисунок 4.1 – Алгоритмическое представление методики проектирования ПЛВ

Основной целью проектировочного расчета является определение конструктивных параметров ПЛВ, проектировочный расчет предусматривает возможность решения следующих задач:

- определение основных параметров лопастных винтов, обеспечивающих наиболее высокие пропульсивные показатели судна при основном режиме его работы;
- исследование влияния различных условий (например, количество лопастей, необходимая полезная тяга, изменение внешних условий и т.д.) на пропульсивные показатели судна.

При выполнении поверочных расчетов основные конструктивные элементы считаются заданными. Целью поверочного расчета является определение гидромеханических характеристик ЛВ с известными геометрическими параметрами, при поверочном расчете решаются задачи:

- определение гидромеханических характеристик ЛВ при различных режимах работы двигателя и судна, расчет ходовых характеристик судна.
- анализ эффективности действия движителя при расчетном режиме работы главного двигателя и судна.

Выполнение расчетов при выборе энергетической установки заключается в определении геометрических параметров ЛВ при известном необходимом упоре (сопротивлении судна) и выборе соответствующего двигателя, определение необходимой мощности  $N_e$  при заданной скорости хода судна. Методика расчета при заданных параметрах энергетической установки (известной мощности энергетической установки и частоте вращения вала) заключается в подборе ЛВ, позволяющего развить наибольшую скорость при заданном двигателе (известной мощности энергетической установки и частоте вращения вала с учетом передаточного числа редуктора при его наличии).

Результатом поверочного расчета является подтверждение характеристик, полученных при проектировочном расчете ЛВ, поверочный расчет выполняется согласно предложенной математической модели.

Необходимо отметить, что исследование влияния акустических явлений и шумов, которые взаимосвязаны с гидродинамическими и кавитационными характеристиками ЛВ, с учетом принятых при моделировании допущений и степени влияния на рабочий процесс ПЛВ – в работе не рассматривается.

Расчет ПЛВ для более широкого мощностного диапазона представляется возможным при проведении численного моделирования рабочего процесса согласно математической модели, изложенной во второй главе (раздел 2.2) и последующей верификации полученных результатов.

## 4.2 Проектировочный расчет

Проектировочный расчет ПЛВ предполагает адаптацию универсального метода Папмеля с учетом особенностей работы ПЛВ, для чего необходимо обобщение и структуризация результатов численных экспериментов для исследуемого ряда петлевидных винтов, представление результатов графически в виде диаграмм.

Гидродинамические характеристики винта, описываемые диаграммами в координатах  $K_T(\lambda_p)$ ,  $K_Q(\lambda_p)$  и  $\eta(\lambda_p)$ , полностью описываются любыми двумя из указанных зависимостей. По примеру диаграмм Э.Э. Папмеля для исследуемого ряда петлевидных винтов с различными шаговыми отношениями построены зависимости  $K_T(\lambda_p)$  с нанесенными точками значений КПД, сведенные в единое графическое представление, позволяющее определять необходимые геометрические параметры при заданных условиях.

На рис. 4.2 представлены диаграммы для двух-, трех- и четырехлопастных ПЛВ с различным шаговым отношением. Диаграммы, приведенные на рис. 4.2, построены для винтов с геометрически подобной формой контура петли лопасти, относительной длины профилей  $\bar{b}$  передней и

задней части петли, а также относительной толщины профиля и дискового отношения.

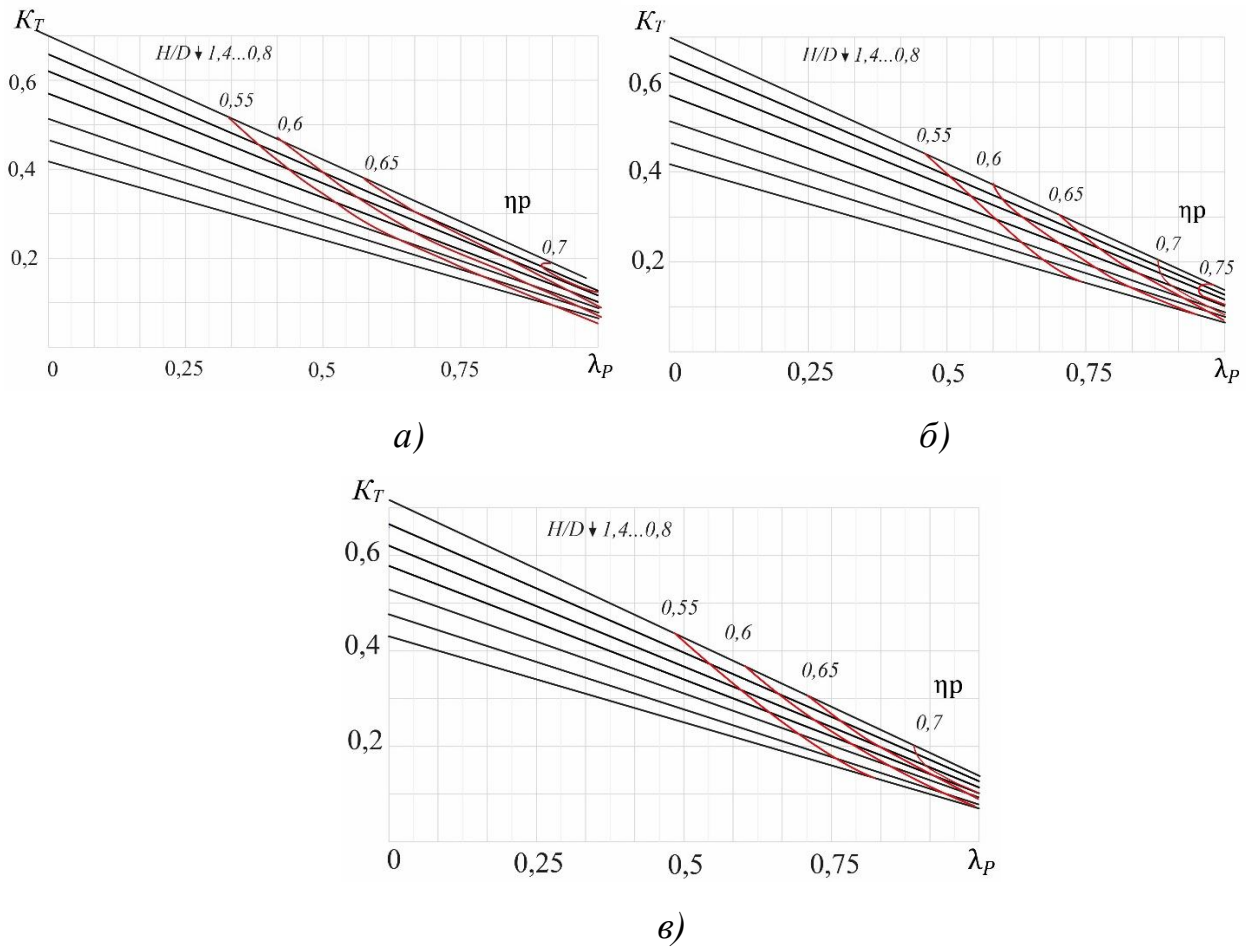


Рисунок 4.2 – Диаграммы петлевидного винта:

*а – двухлопастной; б – трехлопастной; в – четырехлопастной*

Линии постоянных значений КПД получены путем проецирования точек пересечения линий КПД с кривыми коэффициента упора, построенных в единой системе координат (рис. 4.3).

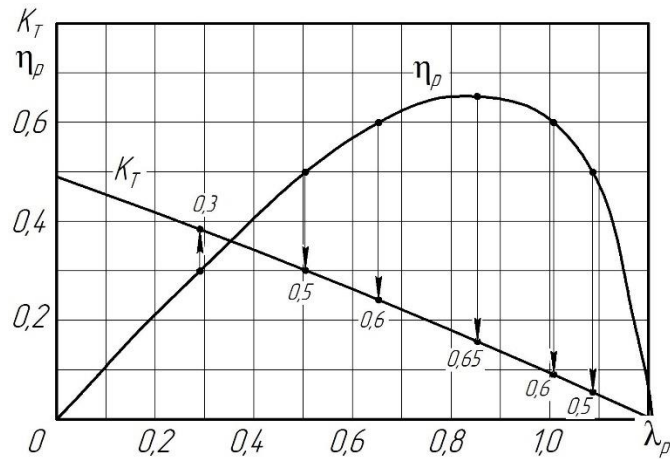


Рисунок 4.3 – Схема нанесения точек КПД

Таким образом возможно достижение равных значений КПД для винтов с различным шаговым отношением при определенном режиме работы. Диаграммы демонстрируют характер изменения кривых действия при различных режимах работы. Предложенные диаграммы могут использоваться как инструмент для выбора и расчета ПЛВ по методике, описанной ниже.

#### 4.2.1 Расчет ПЛВ при выборе энергетической установки

Проектировочный расчет позволяет определить конструктивные параметры ПЛВ для заданных условий. Исследование и оптимизация результатов численного моделирования позволили определить перечень и диапазон конструктивных параметров ПЛВ, обеспечивающих высокоэффективную работу винта для обеспечения требуемой скорости движения судна при минимальном энергопотреблении. При этом особое внимание уделяется созданию полезной тяги с учетом существующих технических ограничений (например, ограничения по диаметру, связанные с особенностями конструкции), что позволяет достичь максимальной эффективности работы пропульсивного комплекса.

Выполнению проектировочного расчета предшествует задание исходных величин:

1. Соппротивление корпуса судна,  $R(v)$ , либо требуемая полезная тяга винта:

$$P_e = \frac{R(v)}{x}, \quad (4.1)$$

где  $x$  – количество винтов.

2. Скорость хода судна,  $v$ , м/с (узлов).
3. Диаметр винта,  $D$ , м.

Параметры, необходимые для выполнения дальнейших вычислений, зависящие от условий выполнения расчета:

4. Количество лопастей,  $z$
5. Дисковое отношение,  $\theta$
6. Коэффициент засасывания,  $t$
7. Коэффициент попутного потока,  $\psi$

Методика, представленная в работе, позволяет рассчитывать ПЛВ с числом лопастей  $z = 2$ ,  $z = 3$  и  $z = 4$  с дисковым отношением  $\theta = 0,55$ . В зависимости от скорости потока коэффициент засасывания может приниматься равным  $t = 0,06 \dots 0,15$ , коэффициент попутного потока  $\psi = 0,10 \dots 0,30$  [11]. Чем больше водоизмещение судна, тем интенсивнее снижается эффективная скорость на гребном винте, соответственно принимаются бóльшие значения коэффициента попутного потока. Коэффициент засасывания и коэффициент попутного потока взаимосвязаны через коэффициент влияния корпуса  $\gamma$  :

$$\gamma = \frac{(1 - t)}{(1 - \psi)} \quad (4.2)$$

Коэффициент влияния корпуса как правило лежит в диапазоне  $1,08 \dots 1,12$  [11].

8. Выбирается несколько значений частоты вращения  $n$ , для определения зависимости необходимой мощности энергетической установки от частоты вращения.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1) расчетная скорость поступательного движения винта:

$$v_p = v(1 - \psi) \quad (4.3)$$

2) расчетное значение упора (тяги):

$$P = \frac{P_e}{1 - t} \quad (4.4)$$

3) значение относительной поступи:

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} \quad (4.5)$$

4) расчётное значение коэффициента упора:

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4} \quad (4.6)$$

5) по соответствующей диаграмме (см. рис. 4.2) определяется:

- Шаговое отношение  $H/D = f(K_T, \lambda_p)$ ;
- КПД ГВ  $\eta_p = f(K_T, \lambda_p)$ .

В случае, если  $\eta_p < 0,55$ , следует пересмотреть исходные данные, в частности диаметр винта, количество лопастей и повторить расчет с начала.

6) Пропульсивный КПД:

$$\eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_p \quad (4.7)$$

7) расчетное значение мощности:

$$N_p = \frac{P_e v}{75\eta} \quad (4.8)$$

8) необходимая эффективная мощность, с учетом КПД редуктора и валопровода  $N_e$ :

$$N_e = \frac{N_p}{0,97} \quad (4.9)$$

Систематизация вышеизложенных расчетных формул в Microsoft Excel представлена на рис. 4.4. Представленная реализация позволяет структурировать вычисления и удобна в практическом применении.

Работа с диаграммами выполняется по аппроксимирующим полиномиальным зависимостям вида:

$$K_T(\lambda_p) = C_1 \cdot \lambda_p^2 + C_2 \cdot \lambda_p + C_3 \quad (4.10)$$

где  $C_1 \dots C_3$  – коэффициенты, зависящие от количества лопастей и шагового отношения  $H/D$  (см. приложение Б).

Расчет повторяется для разных параметров из пп. 4-7 (числа лопастей и сопутствующих варьируемых параметров) с целью получения наиболее энергоэффективных итоговых параметров.

Расчет ПЛВ при выборе ЭУ					
1	Полезная Тяга	Н	1450		
2	Скорость хода	м/с	8,333		
3	Диаметр винта	м	0,24		
4	Число лопастей		3		
5	Дисковое отношение		0,55		
6	Кэф. Засасывания		0,15		
7	Кэф. Попутного потока		0,18		
8	Диапазон частот вращения	об/с	25	30	35
9	Расчетное значение скорости	м/с	6,833	6,833	6,833
10	Расчетное значение упора		1705,882	1705,882	1705,882
11	Значение относительной поступи		1,139	0,949	0,813
12	Расчетное значение упора		0,701	0,487	0,357
13	Шаговое отношение		1,012	0,908	0,804
14	<b>КПД</b>		0,598	0,615	0,608
15	Расчетное значение мощности	л.с.	27,490	26,730	27,038
16	<b>Мощность, подводимая к винту</b>	л.с.	28,341	27,557	27,874

Справочно: перевод единиц измерения		
Параметр	Единица измерения	Значение
<b>Сопротивление</b>	Н	1450
	кгс	147,96
<b>Скорость</b>	км/ч	30
	м/с	8,33
	узлов	16,20
<b>Частота вращения</b>	об/мин	3000
	об/с	50,00
<b>Мощность</b>	л.с.	30
	кВт	22,07

Рисунок 4.4 – Расчет ПЛВ при выборе ЭУ

Завершающим этапом выполнения расчетов является анализ полученных результатов на предмет соответствия поставленной задаче.

Основным итоговым параметром является расчетная мощность, подводимая к валу, выбирается сочетание параметров, обеспечивающие требуемую скорость движения судна при минимально необходимом энергопотреблении.

#### 4.2.2 Подбор ПЛВ при заданной энергетической установке

Подбор ЛВ для определенного судна (с известными геометрическими параметрами и гидродинамическим сопротивлением) ограничивается двумя основными параметрами, это мощность располагаемой энергетической установки и частота вращения гребного вала. Эти характеристики определяют границы возможных решений и служат отправной точкой для дальнейшего расчета рациональных параметров ПЛВ.

Выполнению расчета предшествует задание исходных величин:

1. Мощность энергетической установки  $N_p$ , л.с (кВт).
2. Частота вращения гребного вала  $n$ , об/с

Параметры, необходимые для выполнения дальнейших вычислений:

3. Количество лопастей,  $z$
4. Дисковое отношение,  $\theta$
5. Коэффициент засасывания,  $t$
6. Коэффициент попутного потока,  $\psi$

Методика, представленная в работе, позволяет рассчитывать ПЛВ с числом лопастей  $z = 2$ ,  $z = 3$  и  $z = 4$  с дисковым отношением  $\theta = 0,55$  (исследование влияния дискового изложено в главе 2, раздел 2.2). В зависимости от скорости потока коэффициент засасывания может приниматься равным  $t = 0,06 \dots 0,15$ , коэффициент попутного потока  $\psi = 0,10 \dots 0,30$  [11].

7. Планируемая скорость судна,  $v$ , м/с
8. Сопротивление корпуса судна  $R(v)$ , кгс.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

Расчетная скорость поступательного движения винта:

$$v_p = v(1 - \psi) \quad (4.11)$$

Требуемая полезная тяга винта,  $x$  – число винтов:

$$P_e = \frac{R(v)}{x}, \quad (4.12)$$

Расчетное значение упора (тяги):

$$P = \frac{P_e}{1 - t} \quad (4.13)$$

Значение коэффициента упора:

$$K'_T = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}} \quad (4.14)$$

По соответствующей диаграмме определяется относительная поступь  $\lambda_p$ , вычисляется значение диаметра ГВ:

$$D = \frac{v_p}{n\lambda_p} \leq D_k \quad (4.15)$$

Зависимость (4.14) позволяет уточнить, соответствует ли полученное значение диаметра ГВ конструктивным ограничениям  $D_k$  – корпуса судна, расположению антикавитационной плиты и т.д. В случае, если полученное значение диаметра ГВ не соответствует ограничениям, следует пересмотреть исходные данные, в частности предполагаемую скорость хода, количество лопастей и повторить расчет с начала.

Значение диаметра округляется до целого значения и далее вычисляется расчетное значение коэффициента упора:

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4} \quad (4.16)$$

По соответствующей диаграмме (см. рис. 4.2) определяется:

- Шаговое отношение  $H/D = f(K_T, \lambda_p)$ ;
- КПД ГВ  $\eta_p = f(K_T, \lambda_p)$ .

Пропульсивный КПД:

$$\eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_p \quad (4.17)$$

Расчетное значение мощности:

$$N_p = \frac{P_e v}{75\eta} \quad (4.18)$$

В случае, если результаты предварительного расчета показывают расхождение фактически полученного значения мощности заданному изначально более 10%, необходимо выполнить корректировку значения скорости судна, в зависимости от степени расхождения, на 2-5% от принятой скорости и повторить вычисления. Если полученное значение мощности превышает заданное значение, скорость следует уменьшить, чем значительнее расхождение, тем, соответственно, больше следует снизить значение скорости. В противном случае, если полученное значение мощности получилось ниже заданного значения, скорость судна следует увеличить. Метод последовательных приближений обеспечивает достижение оптимального решения по значению мощности энергетической установки.

Систематизация вышеизложенных расчетных формул в Microsoft Excel представлена на рис. 4.5.

Подбор ПГВ при заданной ЭУ			
1	Мощность	л.с.	30
2	Частота вращения	об/с	30
3	Число лопастей		3
4	Дисковое отношение		0,55
5	Коэф. Засасывания		0,15
6	Коэф. Попутного потока		0,18
7	Предполагаемая скорость судна	м/с	8,33 var
8	Расчетное значение скорости	м/с	6,83
9	Соппротивление судна	Н	1450
10	Расчетное начение упора	Н	1705,88
11	Расчетное значение коэф. упора		1,09
13	Относительная поступь		1,11
14	Значение диаметра ГВ	м	0,205
15	Расчтное значение коэф. Упора		1,07
16	Шаговое отношение		0,998
17	КПД		0,584
18	Расчетное значение мощности		29,52

Рисунок 4.5 – Подбор ПЛВ при заданной ЭУ

Работа с диаграммами выполняется по аппроксимирующим полиномиальным зависимостям вида:

$$K_T(\lambda_p) = C_1 \cdot \lambda_p^2 + C_2 \cdot \lambda_p + C_3 \quad (4.19)$$

где  $C_1 \dots C_3$  – коэффициенты, зависящие от количества лопастей и шагового отношения  $H/D$  (см. приложение Б).

Наиболее энергоэффективное решение определяется путем сопоставления результатов расчетов, проведенных для ПЛВ с разным числом лопастей – полученных характеристик, включая тяговые показатели, КПД, особенности работы винтов в различных эксплуатационных режимах.

### 4.3 Поверочный расчет

#### 4.3.1 Формирование математической модели

Поверочный расчет целесообразно выполнять в САПР-системах с CAE-пакетом. Выполнению расчетов предшествует разработка математической модели, которая формируется из сеточных моделей, созданных по твердотельной модели исследуемого ПЛВ и расчетной области. В математической модели используется сочетание начальных и граничных условий, модели турбулентности, модели кавитации, для достижения достоверного результата моделирования. В математической модели заложена возможность оптимизации исходных параметров ПЛВ с целью получения энергоэффективного решения.

##### 4.3.1.1 Рекомендации по построению трехмерной модели

Формирование трехмерной твердотельной модели ПЛВ в САПР системах с CAD-пакетом выполняется с учетом следующих рекомендаций.

Рекомендуется использовать двусторонний сегментный профиль (рис. 4.6), который позволяет обеспечить неизменность геометрии формы профиля лопасти по всей длине криволинейной огибающей профиля лопасти

для создания благоприятных условий обтекания профиля потоком и минимизации кавитации и потерь создаваемого давления. Максимальная толщина  $e_m$  двустороннего сегментного профиля располагается в середине длины лопасти  $b$ .

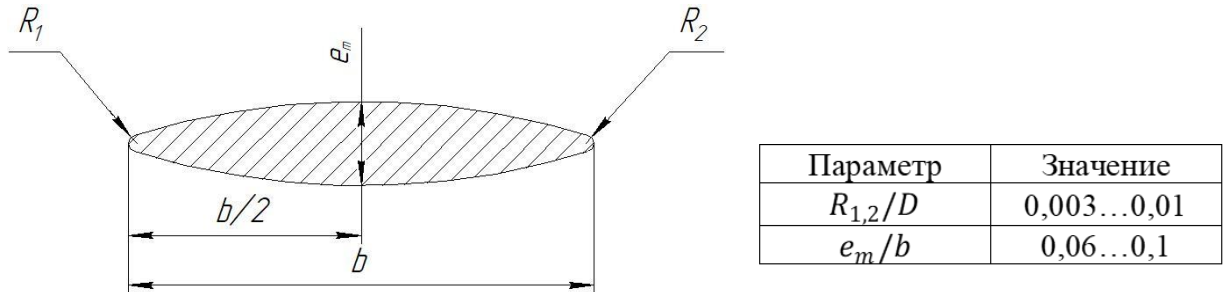


Рисунок 4.6 – Профиль лопасти

В случае, если при проектировании есть прототип ЛВ, диаметр ступицы принимается равным диаметру прототипа, что является целесообразным для сохранения заранее определенных посадочных мест на выходном валу энергетической установки и присоединительных диаметров с корпусом редуктора.

В общем случае диаметр ступицы принимается равным:

$$d_0 = (0,18 \dots 0,20)D \quad (4.20)$$

Среднюю хорду передней части лопасти рекомендуется принимать:

$$b_c = \frac{\pi R^2 \theta}{2 \cdot z(R - r_0)} \quad (4.21)$$

где  $r_0 = d_0/2$ ,  $R = D/2$ .

Отношение хорды профиля лопасти к радиусу винта, рекомендуется применять в пределах  $\bar{h} = b/R = 0,28 \dots 0,55$ , бóльшие величины хорды профиля (соответственно меньшие значения  $\bar{h}$ ) способствует увеличению дискового отношения и позволяют увеличить развиваемую тягу за счет увеличения площади лопасти, но снижает развиваемую скорость.

Максимальная толщина профиля принимается исходя из рекомендуемого соотношения  $e_m/b = 0,06 \dots 0,1$ . В корневом сечении лопастей

значение максимальной толщины профиля уточняется после проведения прочностных расчетов.

Радиусы скруглений входной  $R_1$  и выходной  $R_2$  кромки рекомендуется принимать из соотношения  $R_{1,2}/D = 0,003...0,01$ .

Далее, для построения лопасти ПЛВ в САД-системе выстраивается вспомогательная геометрия и вспомогательные плоскости на равных расстояниях (рис. 4.7), количество сечений может варьироваться, минимально необходимое количество сечений составляет 5.

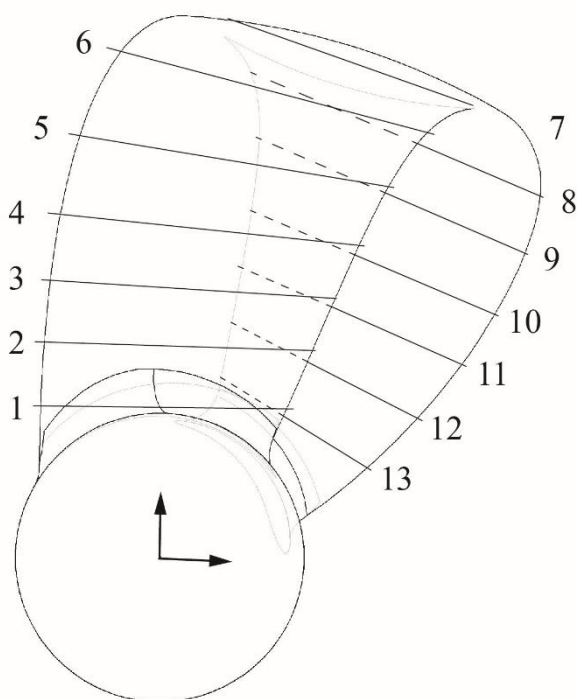


Рисунок 4.7 – Вспомогательные сечения при построении лопасти

В каждой плоскости строится профиль лопасти с учетом угла установки  $\varphi$ , который определяется по необходимому шагу винта  $H/D$  на соответствующем радиусе  $r$ :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H}{2\pi r} \quad (4.22)$$

Формирование геометрии лопасти выполняется с обязательным построением направляющих кривых, соединяющих характеристические точки профилей, в случае отсутствия плавности (наличие изломов, угловатость

переходов при построении) направляющей кривой, необходимо пересмотреть расположение сечений и углы установки (рис. 4.8).

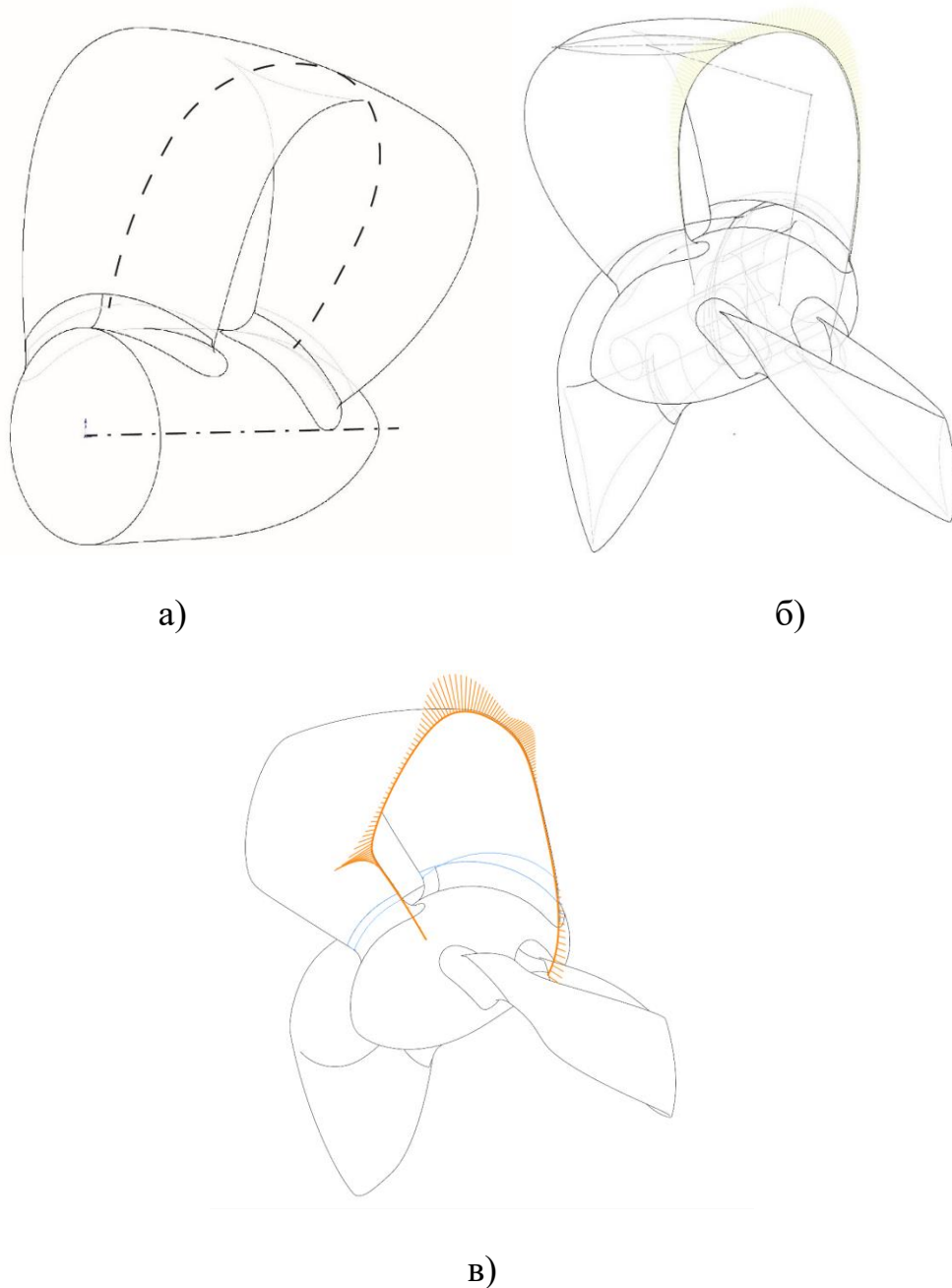


Рисунок 4.8 – Направляющие кривые:  
 а – средняя линия профилей; б – боковая направляющая; в – наличие изломов

Следующим шагом после построения геометрии лопасти ГВ является создание ступичной части конструкции. Ступица обеспечивает надежное крепление лопастей и сопряжение с гребным валом, форма ступичного узла играет важную роль в обеспечении плавного безотрывного течения потока.

Построение геометрии (твердотельной модели) лопастного винта позволяет перейти к созданию расчетной области и численному моделированию рабочего процесса.

#### **4.3.1.2 Рекомендации по формированию расчетной области и сеточной модели**

Численное моделирование базируется на методе дискретизации, при котором расчетная область разделяется на множество взаимосвязанных ячеек. Каждая ячейка представляет собой элементарный объем, состоящий из узлов (точек расчета) и соединяющих их элементов, формирующих общую структуру сетки.

Создание сеточной модели выполняется в сеточных редакторах – специализированных программных инструментах, предназначенных для редактирования и анализа вычислительных сеток. Сеточные редакторы позволяют создавать структурированные и неструктурированные сетки, адаптировать их под конкретные задачи и анализировать качество сеточной модели.

Сеточные редакторы как правило интегрированы в вычислительные CAE-системы, однако существуют и самостоятельные универсальные редакторы.

Создание сеточной модели расчетной области для вращающегося ЛВ предполагает использование гексаэдрических (шестигранных) элементов и требует сгущения и создания призматических слоев в зонах прилегания к твердым стенкам. Такой подход необходим для детального и точного моделирования пограничного слоя, который формируется вблизи поверхностей лопастей и ступицы.

Метод Total Thickness для создания призматических слоев представляет собой автоматизированный алгоритм построения структурированной сетки,

основанный на последовательном наращивании призматических элементов от поверхности тела по нормальям с заданным шагом.

При этом толщина каждого нового слоя рассчитывается с учетом суммарной толщины всех предыдущих слоев и требуемой общей толщины пограничного слоя, что позволяет обеспечить равномерное распределение элементов и качественное разрешение пограничного слоя. Необходимо создание не менее 8 слоев для качественного описания пограничного слоя.

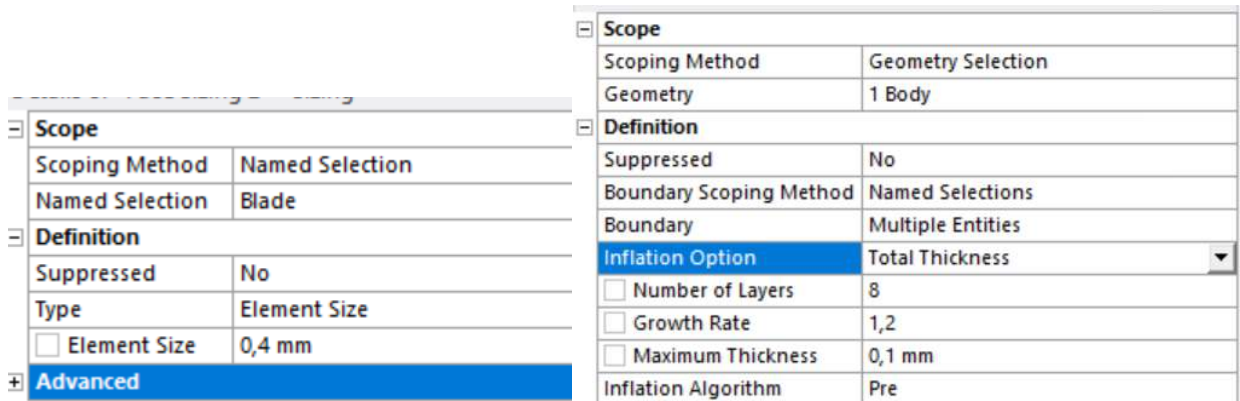


Рисунок 4.9 – Создание призматических слоев

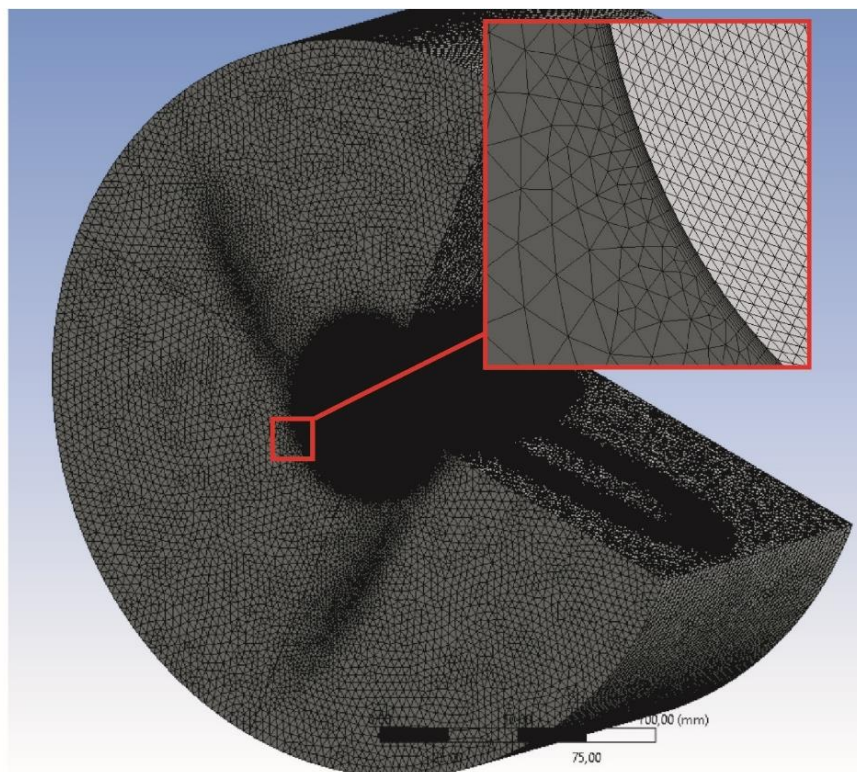


Рисунок 4.10 – Сеточная модель с призматическими слоями

Качество сеточной модели проверяется на соответствие условий:

- Ортогональное качество (Orthogonal Quality) выше 0,15;
- Скошенность (Skewness) ниже 0,95;
- Соотношение сторон (Aspect Ratio) близко к 1.

Подробно рекомендации по качеству сеточной модели изложены в главе 2 (см. раздел 2.1).

Расчетная область вокруг лопастного винта, работающего в свободной воде, должна исключать влияние стенок, в связи с чем границы расчетной области должны быть достаточно удалены от исследуемого объекта.

Рекомендуется использовать в зависимости от диаметра исследуемого ПЛВ:

- длина расчетной области равная  $L = 10D$ ;
- диаметр расчетной области равный  $D_L = 5D$ ;

#### 4.3.1.3 Рекомендации по определению условий моделирования

Следующим этапом после формирования сеточных моделей является создание непосредственно расчетной модели. Необходимо задать параметры окружающей среды, рабочее тело и его параметры, должны быть описаны все границы и поверхности моделей (рис. 4.11).

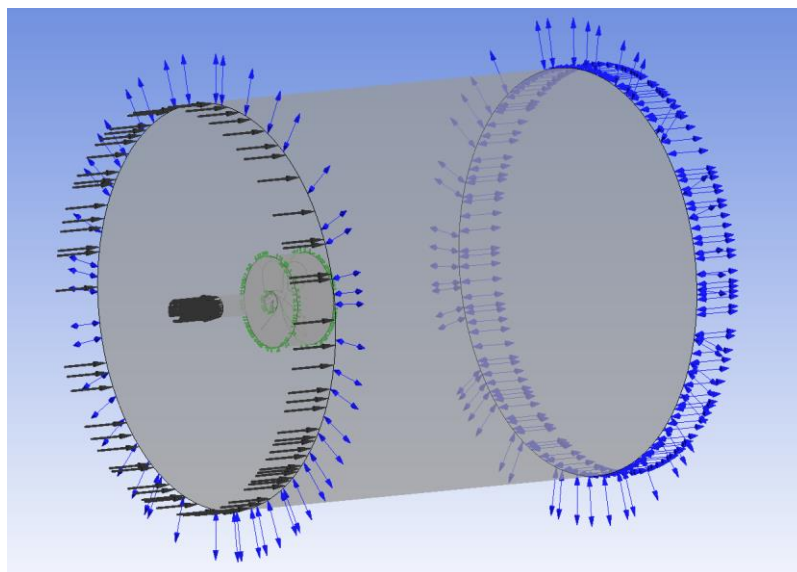


Рисунок 4.11 – Расчетная область

В случае, если влияние внешней среды не учитывается, в расчетах применяются стандартные атмосферные условия и соответствующие параметры рабочего тела – давление, температура и плотность рабочей среды (рис. 4.12).

Рисунок 4.12 – Параметры рабочего тела

Твердые стенки моделируются без учета шероховатости с использованием условия Отсутствие проскальзывания (No slip wall) – граничное условие, при котором скорость рабочего тела на поверхности стенки равна скорости самой стенки и применяется при моделировании течений с учетом пограничного слоя.

Взаимодействие вращающегося домена (области вокруг ГВ) и неподвижного домена (окружающей среды) описывается интерфейсом Frozen Rotor – метод моделирования вращающихся элементов, при котором сетка остается неподвижной, а вращение учитывается инерционными силами (рис. 4.13). Ротор принимается условно «замороженным» в определенном положении относительно статорной (неподвижной) части, а в уравнения

Навье-Стокса добавляется учет центробежных и кориолисовых сил, что приводит к сокращению вычислительных затрат.

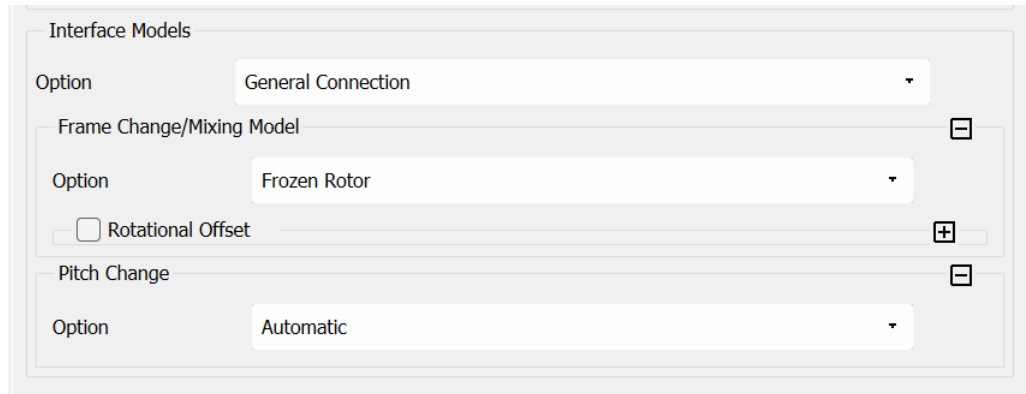


Рисунок 4.13 – Моделирование взаимодействия подвижной и неподвижной области

Граничные условия должны соответствовать физической постановке задачи, рекомендуется использовать граничное условие с заданием скорости потока на входном сечении расчетной области.

В случае, если учитывается неравномерность потока, набегающего на ПЛВ, скорость задается с использованием функции Ansys CFX – CEL (CFX Expression Language). В поле Expression создается выражение, описывающее зависимость изменения скорости от координат, далее в граничных условиях задается созданное выражение (рис. 4.14).

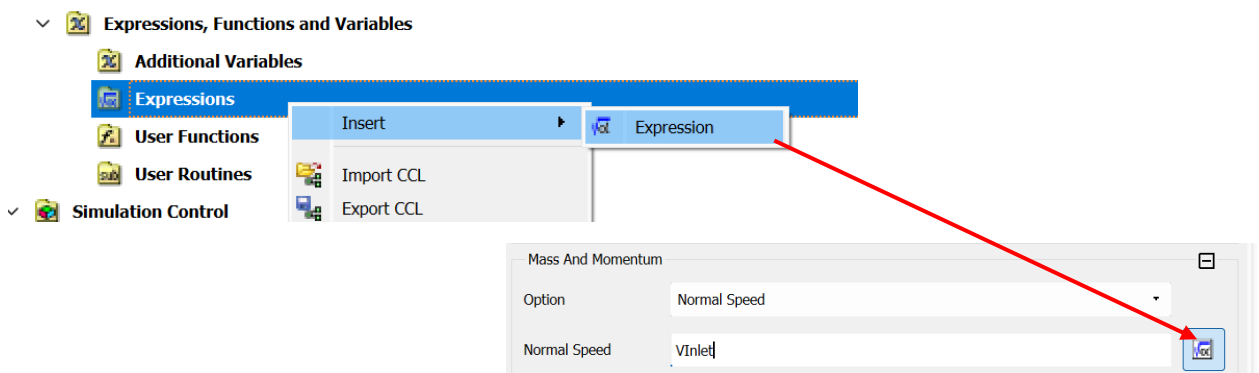


Рисунок 4.14 – Использование Expression

Учитывая, что моделируется работа ПЛВ в свободной воде, на боковых поверхностях и выходном сечении расчетной области задается граничное условие Opening, с давлением равным давлению окружающей среды.

Модель турбулентности рекомендуется использовать SST (рис. 4.15), поскольку она обеспечивает высокую точность при расчёте турбулентных течений вблизи стенок и в отрывных зонах, что делает её предпочтительной для моделирования сложных течений.

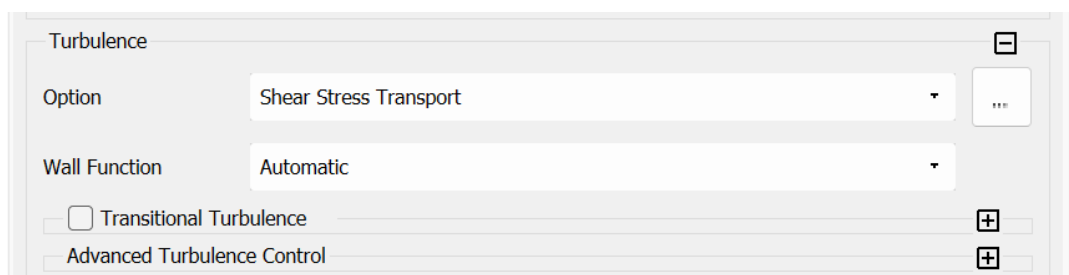


Рисунок 4.15 – Выбор модели турбулентности

Моделирование кавитации выполняется по модели Релея-Плессета, дополнительно задается давление насыщенных паров для моделируемых внешних условий среды (рис. 4.16).

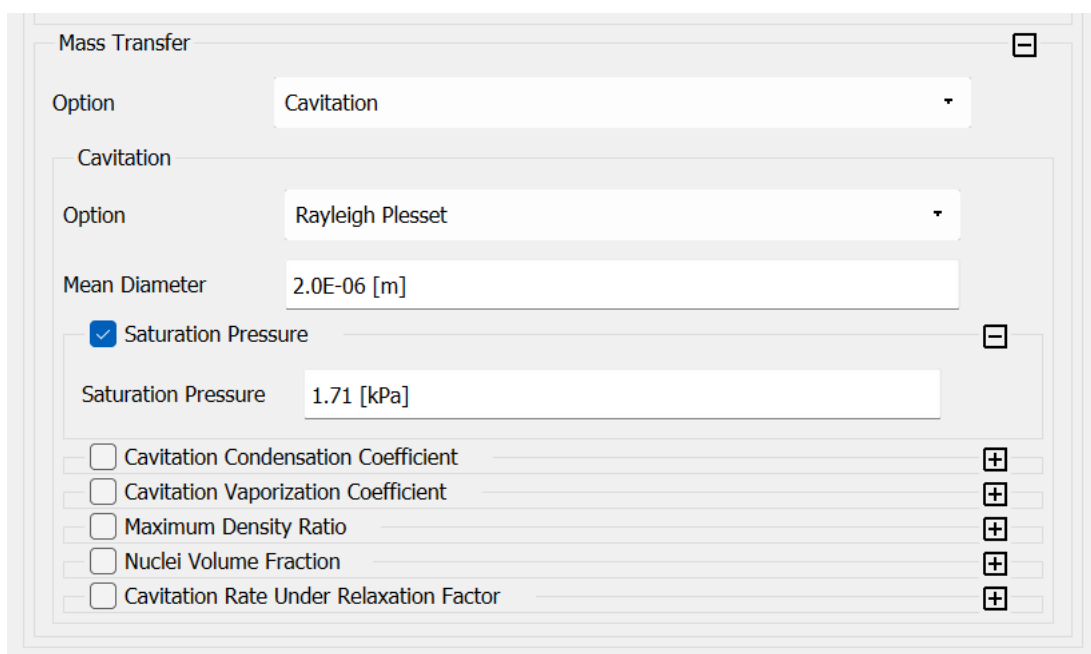


Рисунок 4.16 – Учет возникновения кавитации

Предлагаемая математическая модель предназначена для моделирования рабочего процесса петлевидного винта. Математическую модель целесообразно использовать для поверочного расчета ПЛВ, для оптимизации геометрических параметров, учета влияния параметров внешней среды.

### 4.3.2 Численное моделирование рабочего процесса ПЛВ

Моделирование рабочего процесса петлевидного винта для учета возникающей кавитации выполняется в два этапа – предварительный и основной расчетный этап.

Предварительный этап предполагает выполнение расчета интегральных характеристик рабочего процесса без учета кавитации, которые используются в качестве начальных условий при выполнении основного расчета. Процесс выполнения численного моделирования следует оценивать по сходимости параметров: значение невязок должно быть ниже  $10^{-4}$  (рис. 4.17), а дисбаланс параметров не более 0,1% (рис. 4.18).

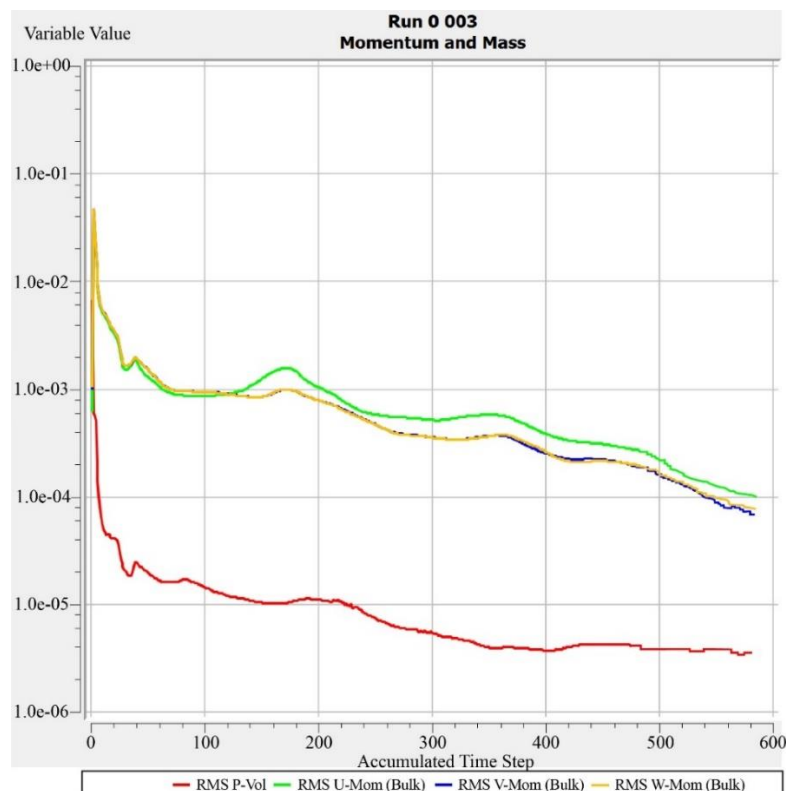


Рисунок 4.17 – Сходимость параметров при моделировании

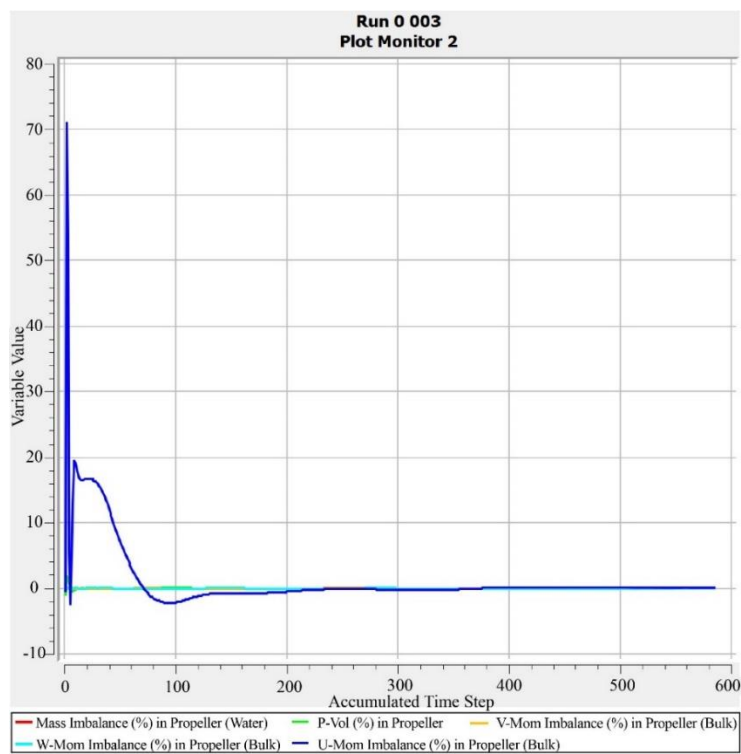


Рисунок 4.18 – Дисбаланс параметров при моделировании

По результатам выполнения предварительного расчета следует оценить значения расчетного параметра  $Y_{plus}$  на всех поверхностях, обозначающих твердые поверхности, характеризующего корректность распределения параметров в пограничном слое. При модели турбулентности SST значения параметра  $Y_{plus}$  должны лежать в пределах  $[0...10]$ .

В случае, если рекомендации не выполняются, следует пересмотреть постановку задачи по принятым допущениям и ограничениям, улучшить сеточную модель (увеличить количество элементов в пристеночном пограничном слое, общее количество элементов), убедиться в корректности задания исходных величин, в том числе размерности и направление вращения.

Основной расчетный этап предполагает определение интегральных характеристик рабочего процесса при изначально заданных исходных данных. Задается исходное соотношение доли воды и газообразной фракции 1:0, то есть изначально принимается допущение, что весь объем представлен в виде воды, без доли содержания газообразной фракции (рис. 4.19).

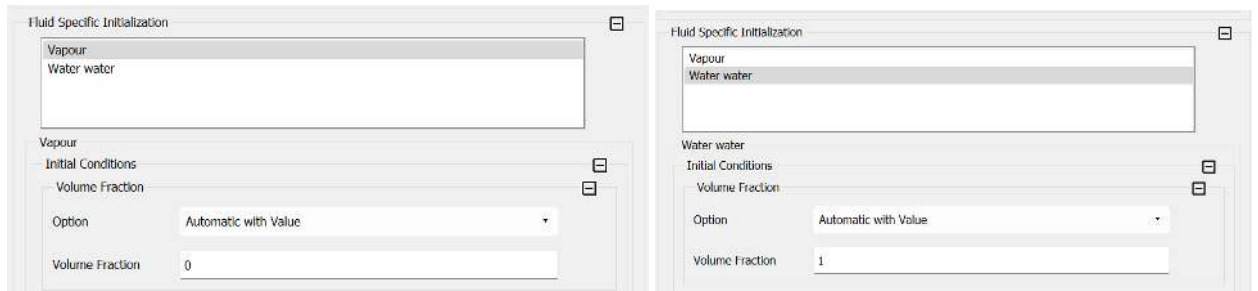


Рисунок 4.19 – Исходное соотношение доли газообразной фракции

Основной расчетный этап обязательно выполняется с использованием в качестве начального распределения параметров данных, полученных на предварительном этапе – при запуске решателя указывается файл результатов предварительного расчета (рис. 4.20).

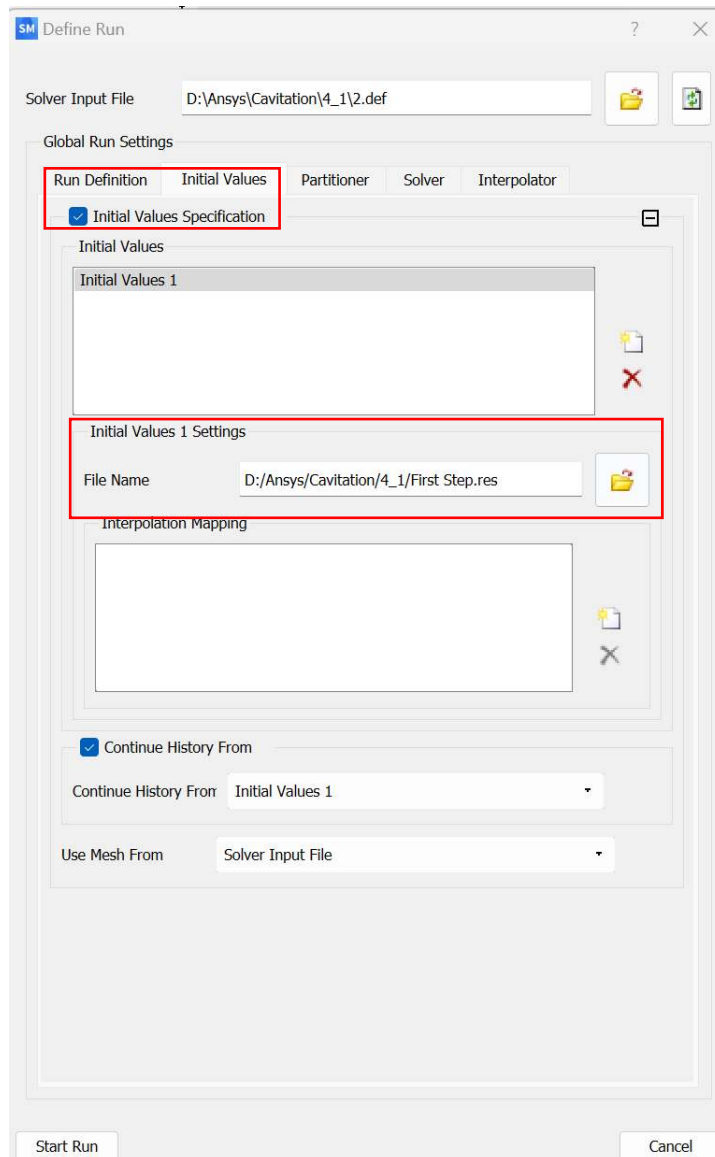


Рисунок 4.20 – Добавление исходного распределения параметров на основном этапе расчета

Численное моделирование на основном этапе расчета следует выполнять при соблюдении массового дисбаланса не более 0,1% и значения невязок ниже  $10^{-4}$ . Косвенным критерием схождения задачи является постоянство таких величин как тяговое усилие, момент сопротивления и т.д (рис.4.21).

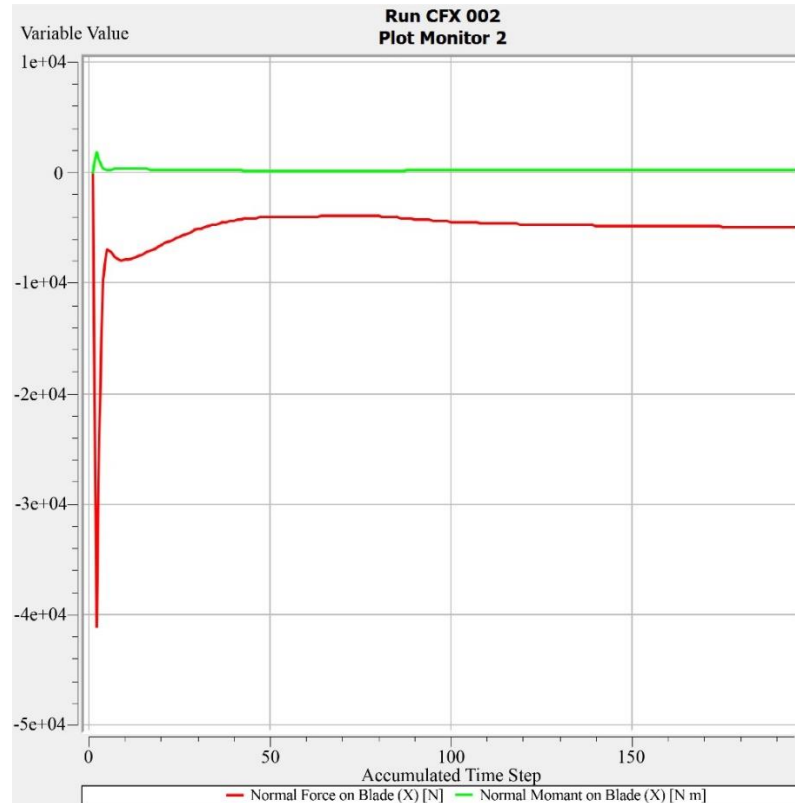


Рисунок 4.21 – Изменение сил, возникающих на лопастях при моделировании

Далее, в постпроцессоре оцениваются эпюры скоростей, давлений, необходимые интегральные и локальные параметры рабочего процесса ПЛВ. Завершающим этапом поверочного расчета может являться прочностной расчет.

#### 4.4 Пример проектирования петлевидного винта

Согласно предложенной методике, проектирование ПЛВ при заданных параметрах энергетической установки предполагает задание исходных величин, приведенных в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Единица измерения	Значение
Мощность	л.с.	30
Частота вращения	об/с	30
Количество лопастей	-	3
Дисковое отношение	-	0,55
Коэффициент засасывания	-	0,15
Коэффициент попутного потока	-	0,18
Предполагаемая скорость судна	м/с	8,3
Соппротивление корпуса судна	Н	1450

Расчетная скорость поступательного движения винта с учетом исходных данных (таблица 4.1) и расчетной зависимости (4.11):

$$v_p = v(1 - \psi) = 8,33(1 - 0,18) = 6,83 \quad (4.23)$$

Требуемая полезная тяга винта по расчетной зависимости (4.12):

$$P_e = \frac{R(v)}{x} = \frac{1450}{1} = 1450 \quad (4.24)$$

Расчетное значение упора (тяги) по расчетной зависимости (4.13):

$$P = \frac{P_e}{1 - t} = \frac{1450}{1 - 0,15} = 1705,88 \quad (4.25)$$

Значение коэффициента упора по расчетной зависимости (4.14):

$$K'_T = \frac{v_p^4 \sqrt{\rho}}{\sqrt{n} \sqrt{P}} = \frac{6,83^4 \sqrt{998}}{\sqrt{30} \sqrt{1705,88}} = 1,09 \quad (4.26)$$

По соответствующей диаграмме (см. рис. 4.2) определяется относительная поступь  $\lambda_p = 0,98$ , вычисляется значение диаметра ГВ по расчетной зависимости (4.15):

$$D = \frac{v_p}{n\lambda_p} = \frac{6,83}{30 \cdot 0,98} = 0,232 \quad (4.27)$$

Расчетное значение коэффициента упора по зависимости (4.16):

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4} = \frac{1705,88}{998 \cdot 30^2 0,232^4} = 0,65 \quad (4.28)$$

По соответствующей диаграмме (см. рис. 4.2) определяется:

Шаговое отношение  $H/D = f(K_T, \lambda_p) = 0,998$ ;

КПД ГВ  $\eta_p = f(K_T, \lambda_p) = 0,584$ ;

Пропульсивный КПД по расчетной зависимости (4.17):

$$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p = \frac{1-0,15}{1-0,18} \cdot 0,58 = 0,605 \quad (4.29)$$

Расчетное значение мощности по зависимости 4.18:

$$N_p = \frac{P_e v}{75\eta} = \frac{1705,88 \cdot 8,3}{75 \cdot 0,605} = 31,9 \text{ л. с.} \quad (4.30)$$

Расчетное значение мощности отличается от заданной на 6,5%, что позволяет использовать полученные параметры ПЛВ для дальнейшего построения твердотельной модели и проведения численного моделирования, согласно вышеизложенной методике.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

Разработана методика проектирования петлевидных винтов, позволяющая рассчитывать и исследовать петлевидные винты для двигателей мощностью от 11 до 110 кВт (от 15 до 150 л.с.).

Обработка и систематизация результатов численного моделирования для исследуемого ряда петлевидных винтов позволили разработать диаграммы для двух-, трех- и четырех лопастных ПЛВ с шагом в диапазоне 0,8...1,4. Графическое представление характеристик (диаграммы) содержит информацию, где каждая точка соответствует определенному перечню геометрических параметров петлевидного винта на определенном режиме работы. На основе полученных диаграмм выявлены области с наиболее высокими расчетными параметрами и составить рекомендации по проектированию петлевидных винтов.

Разработанная методика проектирования включает в себя два этапа – проектировочный и поверочный расчеты. Методика проектирования позволяет варьировать количество лопастей, скорость хода судна, диаметр ЛВ, шаг что обеспечивает подбор наиболее энергоэффективного решения. В предлагаемую методику заложена возможность учитывать возникающую кавитацию, моделировать влияние параметров внешней среды, учитывать неравномерность потока.

Разработаны рекомендации по выполнению проектировочного расчета ПЛВ при выборе энергетической установки и по подбору ПЛВ при заданной энергетической установке, позволяющие определить наиболее энергоэффективные параметры ПЛВ при заданных условиях.

Разработаны рекомендации по выполнению поверочного расчета, в том числе по формированию математической модели и выполнению численного моделирования рабочего процесса ПЛВ для верификации характеристик, полученных при проектировочном расчете.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Аналитический обзор конструктивно-компоновочных и схемных решений ЛГМ и судовых движителей в частности позволил составить классификацию, определить основные конструктивные и кинематические параметры, влияющие на характеристики ЛВ, выявить особенности применения различных схемных решений. Аналитический обзор научных работ, посвященных моделированию рабочего процесса ЛВ, показал широкое применение численных методов моделирования как для расчетов характеристик ЛВ, так и для прогнозирования возникновения кавитации.

Проведен аналитический обзор рабочих процессов и схемных решений ЛВ, на основе анализа публикаций и патентных источников сформированы энергоэффективные схемные решения петлевидного винта и определены наиболее перспективные направления исследований петлевидных ЛВ.

2. Разработана математическая модель ПЛВ. Предложенная модель предполагает исследование влияния геометрических параметров на гидродинамические характеристики ЛВ с учетом кавитации на различных режимах работы. Проведенное исследование с использованием разработанной математической модели позволило реализовать конструктивно-компоновочное схемное решение петлевидного винта с оптимальными геометрическими параметрами.

Установлено, что расчетный максимальный КПД 65%, достигается ПЛВ с симметричным двусторонним сегментным профилем и шагом  $H/D=1$ . Разработанную математическую модель рекомендуется применять для получения интегральных характеристик рабочего процесса во всем диапазоне рабочих оборотов двигателя.

3. Разработана программа и методика испытаний ЛВ, содержащая требования к проведению испытаний ПЛВ в соответствии с рекомендациями ГОСТ. Согласно разработанной программе и методике испытаний выполнены натурные испытания штатных и петлевидных ЛВ, измерения тяговых и скоростных характеристик штатных и петлевидных ЛВ.

Натурные испытания позволили установить, что петлевидный винт имеет выраженный тяговый характер. На основе экспериментальных данных верифицированы результаты численного моделирования. Расхождение результатов численного моделирования и натурных испытаний не превышает 8%.

Определение рациональных геометрических параметров ПЛВ, с увеличением шагового отношения и уменьшением относительной толщины лопасти, позволило повысить КПД ПЛВ для рассматриваемых условий на 8% и увеличить развиваемое тяговое усилия на 5%.

4. Разработана методика проектирования, на основе которой выполняются прямая и обратная задачи проектирования пропульсивного комплекса судна. Диаграммы, полученные на основе систематизации результатов численных экспериментов, позволили выявить области с наиболее высокими расчетными параметрами и составить рекомендации по проектированию петлевидных винтов.

Методика обеспечивает возможность определения основных геометрических параметров ПЛВ, требуемых для построения твердотельной модели. Разработанную методику проектирования рекомендуется применять для расчета петлевидных винтов для двигателей мощностью от 11 до 110 кВт (от 15 до 150 л.с.)

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВД – водометный движитель

ВРШ – гребной винт регулируемого шага

ВФШ – гребной винт фиксированного шага

ГВ – гребной винт

ГИМС – государственная инспекция по маломерным судам

КПД – коэффициент полезного действия

ЛВ – лопастной винт

ЛГМ – лопастная гидравлическая машина

МГД – магнитогидродинамический движитель

ПЛВ – петлевидный лопастной винт

ЧПВ – частично-погруженные гребные винты

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Абдулин А.Я. Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей скоростных судов: дис. ... канд. техн. Наук / Абдуллин Арсен Яшарович. – Уфа, 2014. – 160 с.
2. Авраменко М.И. О  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности. – 2-е изд., перераб. и доп. – Снежинск: Изд-во РФЯЦ – ВНИИТФ, 2010. – 102 с.
3. Андреев В.А., Пустошный А.В. Расчетное исследование потока при натекании на гребной винт тянущей винто-рулевой колонки. // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2018. – №1(383). – С. 73-80.
4. Антоненко С.В. Судовые движители: учеб. пособие/ С.В. Антоненко. Дальневосточный государственный технический университет. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. – 126с.
5. Афанасьев А. К., Ревенко Е. С., Ушаков К. М. Гидродинамические характеристики широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти в свободной воде // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2024. – Т. 16, № 4. – С. 519-529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529. EDN: BSYAXC.
6. Бавин В.Ф., Завадовский Н.Ю. и др. Гребные винты. Современные методы расчета. / науч. ред. А.А. Русецкий. – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с.
7. Бавин В.Ф., Зайков В.И., Павленко В.Г., Сандлер Л.Б. Ходкость и управляемость судов: Уч. для вузов. / под ред. В.Г. Павленко. – М.: Транспорт, 1991. – 397с. – ISBN 5-277-01007-6.
8. Багаев Д.В., Егоров С.В., Лобачев М.П., Рудниченко А.А., Таранов А.Е. Валидация технологии численного моделирования кавитационных течений. // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2017. – №4(382). – С. 45-56
9. Баева Л.С., Маринин А.А. Современные технологии аддитивного изготовления объектов. // Вестник МГТУ. – 2014. – Т.17, №1. – С. 7-12

10. Балугев А.И., Попилова Л.Л., Чашников Д.И. Материалы судовых гребных винтов. – Л.: Судостроение, 1974. – 58с.
11. Басин А.М., Миниович И.Я. Теория и расчет гребных винтов. – Л.: ГСИ СудПром, 1963. – 760с.
12. Басин А.М. Анфимов В.Н. Гидродинамика судна. – Л.: Речной транспорт, 1961. – 684с.
13. Басин А.М., Степанюк Е.И. Руководство по расчету и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания. – Л.: Изд-во «Транспорт», 1977. – 269 с.
14. Бакшт Ю.В., Лофенфельд Е.Г., Русецкий А.А. Гребные винты регулируемого шага. – Л.: Судостроение, 1961. – 328 с.
15. Богатырев М.Д. Совершенствование конструкции гребного винта на судах лесосплавного флота: дис. ... канд. техн. наук. – Йошкар-Ола, 2006. – 156 с.
16. Бушковский В.А., Егоров Ю.А. Влияние числа лопастей на высокочастотный шум судового движителя. // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2022. – №4(402). – С. 41-48.
17. Васильев В.Ф. Водометные движители: учеб. пособие/ МАДИ (ГТУ). – Москва, 2006. – 45с.
18. Вершинин В.И., Махонин С.В., Паршиков В.А., Хомяк В.А. Алгоритмы векторного управления гребными электроприводами на основе синхронных двигателей для ледоколов с движителями типа «Азипод». // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – №3(389). – С. 103-112.
19. Вишневский Л.И., Лук Д.Ч. Особенности напряженного состояния гребных винтов сложной геометрии на реверсивных режимах работы. // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – Т.3, № 389. – С. 32-39
20. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. – СПб.: Изд-во НИЦ Моринтех, 2014

21. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Щур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учеб. пособие. – СПб: Издательство Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
22. ГОСТ 19.301-79 Единая система программной документации. Программа и методика испытаний. Требования к содержанию и оформлению. – Москва, 1981.
23. ГОСТ 19356-79 Суда прогулочные гребные и моторные. Методы испытаний. – Москва, 1979.
24. ГОСТ 8054-81 Винты гребные металлические. Общие технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3). – Москва, 1981.
25. Гребные винты уменьшенного шага для «Вихря». [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.barque.ru/shipbuilding/1974/propellers\\_reduced\\_pitch\\_for\\_whirlwind](https://www.barque.ru/shipbuilding/1974/propellers_reduced_pitch_for_whirlwind) (дата обращения: 18.11.2025).
26. Грузинов В.И., Гуляев В.И., Ибрагимова Т.Б., и др. Крыльчатые движители. – Л.: Судостроение. 1973. – 136с.
27. Емельянов Н.Ф. Судовые магнитогидродинамические движители: учеб. Пособие. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2000. – 23с.
28. Емельянов Н.Ф. Ходкость водоизмещающих морских судов: учеб. пособие. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2004. – 249с.
29. Ермошкин Н.Г. Гребные винты регулируемого шага. Устройство и эксплуатация: учеб. пособие / Н.Г. Ермошкин, В.Н. Калугин, В.В. Пономаренко, Ю.В. Пащенко, В.К. Рябченко; под общей ред. А.Н. Пипченко. – Одесса, 2004. – 143с.
30. Жинкин В.Б. Частично погруженные гребные винты / Катера и Яхты №3(207). – 2007. – С. 106–109
31. Жуковский Н.Е. Вихревая теория гребного винты: Серия «Классика Естествознания» – Москва: Книга по требованию, 2016. – 244с.
32. Ибен У., Махнов А.В., Шмидт А.А. Математическое моделирование возникновения и развития кавитации в турбулентном потоке

жидкости в симметричном канале // Письма в ЖТФ. – 2019. – Т. 45, вып. 2. – С. 43–46.

33. Иванченко А.А., Шишкин В.А., Окунев В.Н. Обзор опыта совершенствования конструкции и применения движительных систем в современном судостроении. // Вестник государственного университета морского и речного флота им. Адмирала Макарова. – 2016. – № 4(38). – С. 156-176

34. Корнелюк О.Н. Способы задания граничных условий и геометрии гребного винта в Flow Vision/ Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета транспорта. – 2018. – №5(77). – С. 19-24

35. Король Ю.М., Корнелюк О.Н. Влияние лопастных и профильных характеристик на гидродинамическую эффективность гребных винтов. / Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета транспорта. – 2017. – №4(70). –С. 38-43

36. Корытов Н.В. Суперкавитирующие гребные винты быстроходных судов // Журнал «Катера и яхты». – 1975. – №1(53)

37. Корытов Н.В. Частично погруженные гребные винты // Журнал «Катера и Яхты». – 1976. – №04(062). С. 36 – 40.

38. Кулагин В.А., Пьяных Т.А. Исследование кавитационных течений средствами математического моделирования. // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. – 2012. – №5. – С. 57-62

39. Куликов С.В., Храшкин М.Ф. Водометные движители (теория и расчет). – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 312с.

40. Лаврищева Л.С. Решение оптимизационной задачи для модели гребного винта регулируемого шага в однородном потоке // Вестник СПбГУ. Математика. Механика. Астрономия 2018. – Т. 5(63). Вып. 1. – С. 139-146.

41. Лаврищева Л.С. Численное моделирование объектов морской техники и разработка технологии оптимизации формы гребного винта: дис. ... канд. физ.-мат. наук. – Санкт Петербург. – 2018. – 126 с.

42. Мавлюдов М.А., Русецкий А.А. и др. Движители быстроходных судов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение. – 1982. – 279 с.
43. Назаров Д.В., Кондряков А.В. Исследование обтекания винта с применением численных и экспериментальных методов. // Известия Самарского научного центра РАН. – 2018. – Т. 20, №4. – С. 56-62
44. Папир А.Н. Водометные движители малых судов. – Л.: Судостроение, 1970. – 256с.
45. Пустошный А.В., Дарчиев Г.К., Фролов И.Г. Развитие научной базы проектирования гребных винтов для транспортных судов ледовых классов // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – №1(387). – С. 7-19.
46. Пустошный А.В., Сверчков А.В., Шевцов С.П. Влияние шероховатости поверхности гребного винта на его пропульсивные характеристики // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – Т. 4, № 390. – С. 11-26.
47. РД 31.81.10-91 Правила техники и безопасности на судах морского флота. – Москва, 1991.
48. Рогов В.А. Гребной винт: патент на изобретение №216.012.4039 РФ; опубл. 20.05.2013
49. Рыжиков К.В., Гончаров В.И. Магнитогидродинамические движители. Принцип действия и перспективные области применения // Проблемы современной науки и образования. – 2018. – №1(121). – С. 12-15.
50. Славгородская А.В., Славгородский В.М., Немкин Д.В. Фантазии на тему гребных винтов с волнистыми лопастями // САПР и графика. – 2015. – № 1(219). – С. 69-72
51. Справочник по теории корабля: в трех томах / под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985.
52. Таранов А.Е., Сайфуллин Т.И., Рудниченко А.А., Егоров С.В. Особенности использования численного моделирования при проектировании

объектов морской техники // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2018. – №386(4). – С. 28-40.

53. Таранов А.Е., Лобачев М.П. Определение гидродинамических характеристик моделей гребных винтов с учетом ламинарно-турбулентного перехода // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2015. – №90(374). – С. 47-54.

54. Тогуняц А. Р., Анчиков С. Л., Вишневский Л. И. Соосные гребные винты и двухступенчатые лопастные движители // Морской Вестник. – 2022. – № 2 (82). – С. 13-18

55. Тогуняц А.Р., Вишневский Л.И., Красавцев В.Е. Выбор формы лопасти гребного винта как средства решения гидродинамических задач. // Морской вестник. – 2009. – № 3 (31). – С. 101-106

56. Уколов А.И., Родионов В.П. Верификация результатов численного моделирования и экспериментальных данных влияния кавитации на гидродинамические характеристики струйного потока // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. – 2018. – № 4. – С. 102-114.

57. Хейфец Л.Л. Гребные винты для катеров. – 2е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 200с.

58. Яковлев А.Ю. Численное моделирование и проектирование новых типов движителей // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – №1(387). – С. 32-50.

59. Abbaspour R., Yadegari M., Khoshnevis A. B. [et al.]. Optimization of horizontal spacing in cylinder-NACA0012 airfoil configuration in the Sharrow propeller using entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm // Journal of Marine Science and Technology. – 2025. – Vol. 30, Iss. 4. – P. 909-938

60. After Successful Testing and Verification, 3D Printed WAAMPeller is Introduced to the Public. Sarah Saunders [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://3dprint.com/195791/3d-printed-waampeller-verified/> (дата обращения 28.11.2025)

61. ANSYS CFX Reference Guide / ANSYS, Inc. – Release 2020 R2. – July 2020.
62. ANSYS FLUENT Theory Guide. Cavitation Models. / ANSYS, Inc. – Release 2020 R2. – July 2020.
63. Athavale M., Li H.Y., Yu Jiang Application of the full cavitation model to pumps and inducer // International Journal of rotating Machinery. – 2002. – Vol.8(1). – P. 45-56
64. Bernad S. I., Susan-Resiga R. Numerical Model for Cavitation Flow in Hydraulic Poppet Valves // Hindawi Publishing Corporation Modelling and Simulation in Engineering. – 2012. – Volume 2012. – Article ID 742162. – 10 pages
65. Beveridge J. Performance of wake-adapted propellers in open-water and propulsion conditions as determined by theory and experiment // Department of the navy. Research and development report. – 1963
66. Bionic propeller: nature inspiring innovation. Florian Schärfer [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://bigrep.com/posts/bionic-propeller-nature-inspiring-innovation/> – (дата обращения 07.11.2025)
67. Bima Anugerah Putraa1, Fajri Ashfi Rayhan. Comparative Analysis of Conventional and Toroidal Propeller through CFD Methods // CFD Letters. – 2025. – Vol. 18, Iss. 2. – P. 137-160
68. Carlton J. S. Marine Propellers and Propulsion. – 4th Ed. – 2010. – 585 p. – ISBN. 978-0-08-100366-4.
69. Dabiri S., Sirignano W. A., Joseph D. D. Cavitation in an Orifice Flow // Physics of Fluids. – 2007. – Vol.19
70. Design of Cavitation Propeller Blades in Non-Uniform Flow by Numerical Optimization // Shigenori Mishima, MIT. – 1996. – 154p.
71. Elghorab, A. Abou El-Azm Aly, Elwetedy A.S., Kotb M.A. Experimental Study of Open Water Non-Series Marine Propeller Performance // World Academy of Science, Engineering and Technology. – 2013. – Vol. 78

72. Ferrando M., Scamardella A., Bose N., Liu P. Performance of a family of surface piercing propellers // *International Journal of Maritime Engineering*. – 2002. – Transactions of the Royal Institution of Naval Architects Part A. – P. 63-70.
73. Gennaro G., Gonzalez-Adalid J. Improving the Propulsion Efficiency by means of Contracted and Loaded Tip Propellers // *30th Symposium on Naval Hydrodynamics Hobart, Australia, 2-7 November 2014*. – P. 1-17
74. Ghahramani E., Arabnejad M. H., Bensow R. E. A comparative study between numerical methods in simulation of cavitating bubbles // *International Journal of Multiphase Flow*. – 2019. – Vol. 111. – P. 339-359
75. Ghassemi H. Hydrodynamic characteristics of the surface-piercing propeller for the planning craft // *Proceedings of the ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. OMAE2009-79963. – 2009. – P. 2-8.
76. Kang J. G., Kim M. C., Kim H. U., Shin I. R. Study on propulsion performance by varying rake distribution at the propeller tip // *Journal of Marine Science and Engineering*. – 2019. – Vol. 7 (11). – 12 p.
77. Kawamura T., Ouchi K., Takeuchi S. Model and full scale CFD analysis of propeller boss cap fins (PBCF) // *Third International Symposium on Marine Propulsor, Launceston, Australia*. – May 2013
78. Li H., Huang Q., Pan G., Dong X., The Transient Prediction of a Pre-Swirl Stator Pump-Jet Propulsor and a Comparative Study of Hybrid RANS/LES Simulation on the Wake Vortices // *Ocean Engineering*. – 2020. – Vol. 203.
79. Li X. J., Yuan S. Q., Pan Z. Y. et al. Effects of the near-wall mesh quality on the accuracy of numerical analysis in centrifugal pumps // *CSAE*. – 2012. – № 28(16). – P. 67-72.
80. Lim Sang-Seop, Kim T.W., Lee D.M., Kang C.G., Kim S.Y. Parametric Study of propeller boss cap fins for container ships // *Int.J.Nav.Archit. Ocean Engineering*. – 2014. – Vol.6– P. 187-205
81. Menter F., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. // *Heat and Mass Transfer*. – 2003. – Vol. 4.

82. Menter F.R. Zonal two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows / Florian Menter // AIAA Paper 93-2906. – Orlando. – 1993.
83. Mosaad M.A. Marine Propeller Roughness Penalty: A Thesis for the degree Doctor of Philosophy / M.A. Mosaad; [Newcastle Univ.]. Newcastle-upon-Tyne. – 1986. – 275 p.
84. Niedźwiedzka A., Schnerr G., Sobieski W. Review of numerical models of cavitating flows with the use of the homogeneous approach // Archives of thermodynamics. – 2016. – Vol. 37. No. 2. – P. 71-88
85. Neslin Thavamony, Anish Kumar, Joshua Selwyn. Numerical investigation on the influence of toroidal propeller on the heat transfer enhancement of an automobile radiator // Case Studies in Thermal Engineering. – 2025. – Vol. 73. – 106661. DOI: 10.1016/j.csite.2025.106661.
86. Nezamirad M., Yazdi A. et. all. Utilization of Schnerr-Sauer Cavitation Model for Simulation of Cavitation Inception and Super Cavitation // World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering. – 2022. – Vol. №16 (3). – P. 1-5
87. Ortolani F., Dubbioso G., et al. Experimental and Numerical Investigation of Propeller Loads in Off-design Conditions. // Journal of Marine Science and Engineering. – 2018. – Vol. 6 (45).
88. Pereira F., Salvatore F., F. Di Felice, Elefante M.. Experimental and Numerical Investigation of the Cavitation Pattern on a Marine Propeller // 24<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, Fukuoka, Japan. – 2002
89. Pereira F., Salvatore F., F. Di Felice, Soave M.. Experimental Investigation of a Cavitating Propeller in Non-Uniform Inflow // 25<sup>th</sup> ONR Symposium on Naval Hydrodynamics, St. John's Newfoundland, Canada. – 2004.
90. Poseidon propulsion BV [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://www.poseidon-bv.nl/custom-made-propellers/> custom-made-propellers/ – (дата обращения 07.11.2025)

91. Propeller Designs [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://teignbridge.co.uk/products-2/marine-propellers/propeller-designs/>– (дата обращения 07.11.2025)
92. Qiu J.T., Yang C.J., Dong X.Q., Wang Z.L., Li W., Noblesse F. Numerical Simulation and Uncertainty Analysis of an Axial-Flow Waterjet Pump // Journal of Marine Science and Engineering. – 2018. – Vol. 6 (71).
93. Rayleigh, Lord. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity // Phil. Mag. –1917. – №34 (200). – P. 94-98
94. Rudder, Propeller and Hull Interaction by RANS. Claus D. Simonsen PhD thesis. – 2000. – 234p.
95. Saettone, S. Pre-Swirl Stator and Propeller Design for Varying Operating Conditions / Saettone, S., Regener, P. B., & Andersen, P.// In U. Dam Nielsen, & J. Juncher Jensen (Eds.), Proceedings of the 13th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS' 2016) Technical University of Denmark. – 2016. – P. 27-36.
96. Stan L. C., Calimanescu I., Popa V. New innovative backflow marine propeller optimization study by CFD // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. –2018. –Vol. 400, Issue 8. –P. 2-10.
97. Sharrow G. Ch., Cherry H. Propeller. US Patent 009926058B2; filed May 25th, 2017; published March 27th, 2018.
98. Sharrow Engineering Propeller [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://boattest.com/Sharrow-Engineering-Propeller> (дата обращения 07.11.2025)
99. Sirousi H, Negahdari M. Numerical study and hydrodynamic analysis of Sharrow propeller // Marine Engineering. 2024. –Vol. 20 (44). – P. 24–39. DOI: 10.61186/marineeng.20.44.3.
100. Tadros M., Ventura C. Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency // Journal of Marine Science and Engineering. – 2021. –Vol. 9, Issue 11. – P. 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.

101. Teignbridge propellers teams up with Plymouth university / Katina Read [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://www.maritimejournal.com/news101/power-and-propulsion/teignbridge-propellers-teams-up-with-plymouth-university> – (дата обращения 29.11.2025)

102. Tonello N., Eude Y., Meux B., Ferrand M. Frozen rotor and sliding mesh models applied to the 3D Simulation of the Francis-99 Tokke turbine with Code\_Saturne // Journal of Physics Conference Series. –2017. – Vol. 782 (1). – P. 1-12. DOI: 10.1088/1742-6596/782/1/012009.

103. Toroidal propellers: A noise-killing game changer in air and water. [электронный ресурс]. – Режим доступа – <https://newatlas.com/aircraft/toroidal-quiet-propellers/> (дата обращения 07.11.2025)

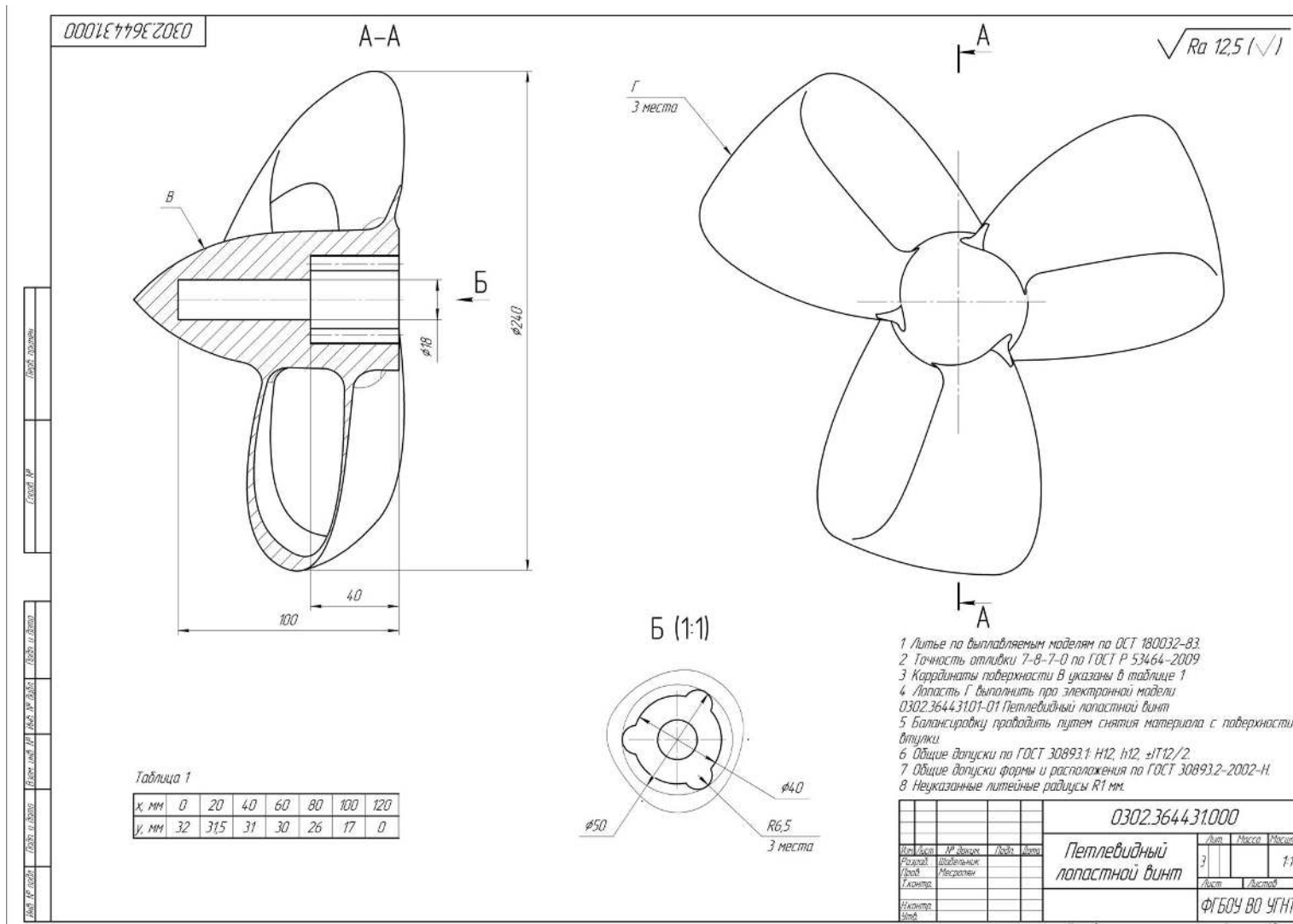
104. Trejo I., Terceno M., Valle J., Iranzo A., Domingo J. Analysis of a ship propeller using CFD codes. // International Conference on computational methods in marine engineering. –2007

105. Yilmaz Naz, Batuhan Aktas, Savas Sezen, Mehmet Atlar, Mario Felli. Numerical Investigations of Propeller-Rudder-Hull Interaction in the Presence of Tip Vortex Cavitation // Sixth International Symposium on Marine Propulsors smp'19, Rome, Italy. – May 2019

106. Zheng L., Chen Sh., Chen X., Ji Sh. Reverse engineering-inspired parametric 3D geometry model of marine propeller // Polish Maritime Research. – 2023. –Vol. 30. – P. 35-47. DOI: 10.2478/pomr-2023-0037.

107. Zwart P., Ger A. G., Belamri Th. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics // Fifth International Conference on Multiphase Flow, Paper №152. – 2004

Приложение А



## Приложение Б

Таблица Б1. Коэффициенты уравнения (4.9)  $K_T(\lambda_p)$

для двухлопастного винта

$H/D$ Коэф-т	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$C_1$	-0,0002	0,0001	-0,0005	0,0003	-0,0002	-7E-05	-0,0002
$C_2$	- 0,0267	- 0,0344	0,0286	- 0,0442	- 0,04	- 0,0444	- 0,0458
$C_3$	0,4348	0,4943	0,5341	0,6249	0,6582	0,7045	0,751

Таблица Б2. Коэффициенты уравнения (4.9)  $K_T(\lambda_p)$

для трехлопастного винта

$H/D$ Коэф-т	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$C_1$	-0,0001	-6E-05	-8E-05	-0,0003	0,0003	-0,0001	-1E-04
$C_2$	- 0,0278	- 0,0312	- 0,0347	- 0,0344	- 0,0463	- 0,0419	- 0,0459
$C_3$	0,446	0,4873	0,5468	0,5997	0,668	0,693	0,744

Таблица Б3. Коэффициенты уравнения (4.9)  $K_T(\lambda_p)$

для четырехлопастного винта

$H/D$ Коэф-т	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$C_1$	-1E-17	0,0001	-0,0001	7E-05	-1E-17	6E-05	-0,0003
$C_2$	- 0,03	- 0,0344	- 0,0347	- 0,0414	- 0,0425	- 0,0474	- 0,0444
$C_3$	0,46	0,5043	0,5649	0,6263	0,6625	0,7274	0,7547

## Приложение В

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«Уфимское агрегатное предприятие  
«ГИДРАВЛИКА»

**ТЕХНОДИНАМИКА**   
Гидравлика

450001, Россия, Республика Башкортостан,  
г. Уфа, ул. Володарского, 2  
Тел.: +7 (347) 246-70-01  
Факс: +7 (347) 282-04-19  
e-mail: gidravlika@tdhc.ru  
http: technodinamika.ru

Исх.№ \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_  
На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

**УТВЕРЖДАЮ**

И.о. главного конструктора  
АО «УАП «Гидравлика»

  
А.Р. Файрушин  
12 2025 г.

### АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации  
Шабельник Юлии Андреевны  
в производственную деятельность  
АО УАП «Гидравлика»

Комиссия в составе: начальник сектора разработки фильтров и агрегатов Гарипова А.А., ведущего инженера-конструктора Мельникова А. С подтверждает, что результаты диссертационной работы Шабельник Ю.А. «Петлевидные лопастные гидравлические машины. Исследование и разработка», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы, используются при расчете и конструировании лопастных гидравлических машин. В качестве основных результатов диссертационной работы приведены рекомендации по повышению эффективности лопастных машин и агрегатов, что может быть использовано на производственных площадях АО «УАП «Гидравлика» при проведении испытаний опытных образцов изделий предприятия.

Представленная методика проектирования гидравлических машин с петлевидными лопастями позволяет выработать практические рекомендации, направленные на повышение производительности лопастных машин.

Отзыв составлен:  
Начальник сектора разработки  
фильтров и агрегатов  
ОКБ АО «УАП «Гидравлика», к.т.н.



А.А. Гарипов

Ведущий инженер-конструктор  
сектора разработки  
фильтров и агрегатов  
ОКБ АО «УАП «Гидравлика»



А. С. Мельников

## Приложение Г

450112, г. Уфа, ул. Трамвайная, 5, корп. 1  
Тел.: (347) 284-09-32, (347) 246-04-16,  
(347) 291-22-71  
E-mail: tpat@tp-at.ru



**ТЕХНОПАРК**  
Авиационных Технологий

Научно-производственная ассоциация

ОГРН 1070200000133  
ИНН: 0273061330, КПП: 027301001  
Башкирское отделение № 8598 ПАО Сбербанк  
р/с: 40703810706001104558  
к/с 30101810300000000601  
БИК: 04807360

### УТВЕРЖДАЮ

Директор НПА «Технопарк Авиационных технологий»

  
Кандаров И.В.  
«20» 12 2025 г.

### АКТ

Внедрения результатов кандидатской диссертации

Шабельник Юлии Андреевны

в производственную деятельность

НПА «Технопарк Авиационных Технологий»

Комиссия в составе начальника управления литейных технологий к.т.н. Пиксаева В.М., начальника управления разработки специальных технологий и оборудования к.т.н. Лукьянова В.В., подтверждает, что результаты диссертационной работы Шабельник Ю.А. «Гидравлические машины с петлевидными лопастями. Исследование и разработка», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы, используются при расчете, конструировании, испытаниях и производстве технологического оборудования предприятия.

Предлагаемый подход к проектированию гидравлических лопастных машин создает теоретическую базу для формирования эффективных мер по оптимизации производительности лопастных установок, используемых в системах подачи маловязких многокомпонентных рабочих жидкостей.

Отзыв составлен:

Начальник УЛТ



В.М. Пиксаев

Начальник УРСТИО



В.В. Лукьянов

## Приложение Д

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор  
ООО «НТЦ «Геомеханика»

М. Ю. Титов



АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертации

Шабельник Юлии Андреевны

в производственную деятельность

ООО НТЦ «Геомеханика»

Комиссия в составе руководителя ОП УФА (обособленное подразделение УФА), главного конструктора, к.т.н., Галлямова Ш. Р., заместителя руководителя ОП УФА Исламова Л. И., ведущего инженера-конструктора Никонова А. Н., подтверждает, что результаты диссертационной работы Шабельник Ю.А. «Гидравлические машины с петлевидными лопастями. Исследование и разработка», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы, используются при расчете, конструировании и производстве лопастных насосов предприятия.

Ведущей разработкой компании ООО «НТЦ «Геомеханика» является проект разработки и изготовления отечественного испытателя пластов, предназначенного для проведения исследований открытого ствола по технологии гидродинамического каротажа и опробования пластов коллектора нефтяных и газовых месторождений Российской Федерации. При проведении исследований трудноизвлекаемых запасов в открытом стволе используются утяжеленные буровые растворы с плотностью от  $1700 \text{ кг/м}^3$  и выше, что приводит к возникновению потребности промывки чувствительных элементов измерительных модулей потоком с высокой скоростью с небольшим напором. Эту задачу можно решить в том числе и применением роторного динамического насоса, качающий узел которого должен содержать винты с петлевидными лопастями.

В части внедрения основных результатов диссертационной работы отмечаем, что используемый математический аппарат позволяет формировать математической модели насосного узла с возможностью согласования закладываемых при проектировании параметров с условиями работы геофизического модуля и с последующей оптимизацией геометрических параметров лопастного насоса. Такой подход позволяет реализовывать на практике энергоэффективные схемно-конструктивные решения при разработке геофизического оборудования.

Разработанная авторская методика проектирования лопастных машин с петлевидными лопастями систематизирует этапность разработки и способствует сокращению сроков и объемов доводочных работ при проектировании насосных узлов модульного испытателя пластов на трубах.

Отзыв составлен:

Главный конструктор, к.т.н.

Заместитель руководителя ОП УФА

Ведущий инженер-конструктор



Ш. Р. Галлямов

Л. И. Исламов

А. Н. Никонов

## Приложение Е

**УТВЕРЖДАЮ**  
 Проректор ФГБОУ ВО «УГНТУ»  
 по учебно-методической работе  
 \_\_\_\_\_  
 « 23 » \_\_\_\_\_



**АКТ**  
 об использовании в учебном процессе  
 Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
 высшего образования  
 «Уфимский государственный нефтяной технический университет»  
 результатов диссертационной работы  
**«Гидравлические машины с петлевидными лопастями.  
 Исследование и разработка»**  
 соискателя кафедры «Гидрогазодинамика трубопроводных  
 систем и гидромашин»  
**ШАБЕЛЬНИК ЮЛИИ АНДРЕЕВНЫ**

Мы, нижеподписавшиеся, начальник управления развития образования Карачурина Р.Ф., заведующий кафедрой гидрогазодинамики трубопроводных систем и гидромашин (ГТ) к.т.н. Ташбулатов Р.Р. и профессор кафедры ГТ д.т.н., доцент Полетаева О.Ю. составили настоящий акт о том, что на кафедре ГТ в рамках выполнения НИР Шабельник Ю.А. были проведены исследования гидравлических лопастных машин, с целью разработки методики проектирования гидравлических машин с петлевидными лопастями, позволяющая осуществлять выбор и расчет оптимальных геометрических параметров таких машин.

К основным результатам диссертационной работы Шабельник Ю.А. относятся:

1. Схемное решение гидравлической машины с петлевидными лопастями.
2. Математическая модель рабочего процесса гидравлической машины с петлевидными лопастями, позволяющая рассчитывать

характеристики ГВ с учетом кавитации и неравномерности потока, моделировать влияние геометрических параметров и внешних условий на параметры рабочего процесса.

3. Результаты экспериментальных исследований и верификация математической модели гидравлической машины с петлевидными лопастями.

4. Методика проектирования гидравлической машины с петлевидными лопастями.

Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «УГНТУ» при подготовке магистров по направлению 21.04.01 Нефтегазовое дело, Магистерская программа: Ресурсосбережение при эксплуатации оборудования насосных и компрессорных станций, в том числе при проведении аудиторных занятий по дисциплине «Эксплуатация объектов трубопроводного транспорта в осложненных условиях».

Начальник управления  
развития образования

Зав. кафедрой ГТ

Профессор кафедры ГТ



Р.Ф. Карачурина



Р.Р. Ташбулатов



О.Ю. Полетаева