

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

На правах рукописи



**РАХМАТУЛЛИН Радмир Рифович**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ САМОХОДНЫХ ПАРОМОВ**

Специальность 05.04.13

Гидравлический машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
профессор Месропян А. В.

Уфа – 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ.....	11
1.1 Обзор и классификация технических средств для преодоления водных преград .....	11
1.2 Анализ конструктивно-компоновочных схем водоходных движителей амфибийных машин .....	24
1.2.1 Гребные винты.....	25
1.2.2 Водометный движитель.....	27
1.2.3. Гусеничный водоходный движитель .....	30
1.2.4 Колесный водоходный движитель .....	32
1.2.5 Нетрадиционные типы движителей .....	34
1.3 Аналитический обзор работ по моделированию рабочих процессов в водоходных движителях.....	37
1.4 Постановка цели и задач.....	47
Выводы по главе 1.....	48
ГЛАВА 2. РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ... ..	49
2.1 Особенности протекания рабочих процессов в водоходных движителях самоходных паромов.....	49
2.2 Описание основных уравнений рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов.....	53
2.3 Расчет параметров и моделирование корпуса самоходного парома.....	57
2.4 Расчет параметров и моделирование водоходных движителей .....	69
2.5 Формирование расчетной модели системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель».....	78
2.6 Анализ результатов численного моделирования системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель».....	86
Выводы по главе 2.....	97
ГЛАВА 3. ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ.....	99
3.1 Разработка методики экспериментальных исследований водоходных движителей.....	99

3.2 Разработка программы проведения экспериментальных исследований водоходных движителей.....	104
3.3 Обработка экспериментальных данных и верификация результатов математического моделирования водоходных движителей.....	112
Выводы по главе 3.....	120
ГЛАВА 4. МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ВОДОХОДНОГО ДВИЖИТЕЛЯ И КОРПУСА САМОХОДНОГО ПАРОМА.....	121
4.1 Выбор и обоснование компоновочной схемы, определение основных размеров самоходного парома.....	124
4.2 Разработка математической модели рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов.....	133
4.3 Моделирование рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов.....	148
4.4 Рекомендации по разработке/оптимизации системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель».....	151
Выводы по главе 4.....	155
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	157
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	159
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	160
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	168

## ВВЕДЕНИЕ

Диссертационная работа посвящена разработке методики моделирования рабочих процессов, проходящих в ВД самоходных паромов с учетом влияния неравномерностей поля скоростей и давлений, кавитации, влияния геометрии корпуса АМ.

**Актуальность работы.** Современный этап развития ТС для преодоления водных преград характеризуется сравнительно большим разнообразием схемных и конструктивно-компоновочных решений, которые определяются назначением и областью применения техники, массой и габаритами транспортируемого груза, специальными требованиями, предъявляемыми к самоходным паромным и АМ. Требования повышения ходовых качеств движения паромных машин на воде обеспечивается согласованием режимов работы системообразующих элементов «корпус – водородный движитель», реализуемым корректным моделированием рабочих процессов, сопровождающих функционирование АМ. Моделирование рабочих процессов системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель» позволит провести рациональный выбор и расчет параметров корпуса и ВД для достижения максимально возможного гидродинамического качества и скоростных характеристик самоходных паромов. Сложность и актуальность поставленной задачи определяется тем, что существующие компоновочные схемные решения реализованы практически на пределе допустимых габаритов техники (с точки зрения перевозки ее железнодорожным и иными видами транспорта) и дальнейшее повышение грузоподъемности безусловно потребует разработки новых схемных и конструктивно-компоновочных решений паромных машин и решения целого спектра сложно реализуемых, а зачастую, взаимоисключающих задач, направленных на обеспечение эффективности рабочих процессов ВД самоходных паромов.

Использование водометного движителя в качестве ВД самоходного парома нецелесообразно, поскольку его размещение внутри корпуса снижает водоизмещение корпуса, и соответственно, грузоподъемность паромной машины,

что является критичным для АМ подобного класса. Использование ГВ в кольцевой насадке в качестве ВД паромной техники, при небольших скоростях движения машины по воде, позволяет существенно повысить КПД, повышая тяговые показатели на швартовом режиме до 30...40%. Помимо этого, ГВ, просты по конструкции, обладают наиболее высоким пропульсивным КПД среди ВД АМ, надежны в эксплуатации.

Повышение эффективности пропульсивной системы самоходных паромов требует совместного решения комплекса задач, направленных на совершенствование рабочего процесса, создание новых схемных решений системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» и оптимизацию геометрических параметров корпуса и ВД паромных машин.

Проблемам моделирования параметров рабочего процесса ВД посвящены работы авторов: А. П. Степанова, А. М. Басина, С. В. Антоненко, В. Ф. Бавина, В. В. Вьюгова, С. В. Зайцева, Г. Г. Мартиросова, Е. Г. Хорхордкина, А. А. Полунгяна, М. Г. Редькина, Л. Л. Хейфеца, Н. Ф. Емельянова, В. Ф. Васильева, И. Я. Миниовича, Н. Hassemi, J. S. Carlton, M. Kotowski, M. Nakisa, A. Maimin и др. В работах авторов предложены методики расчета параметров ВД, определение характеристик корпусов АМ, приведены эмпирические зависимости и описано численное моделирование. Рассмотренные публикации в этой области не уделяют достаточного внимания численному моделированию взаимодействия труднообтекаемого корпуса паромной техники с ВД и не учитывают влияние неравномерности потока на параметры ВД, вызванные элементами корпуса и ходовой части АМ, что не позволяет корректно использовать предлагаемую авторами математическую модель при расчете характеристик ВД АМ.

Таким образом, моделирование, исследование и совершенствование рабочего процесса ВД самоходных паромов, оптимизация параметров совместной работы системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель», направленные на повышение водоходных характеристик паромных машин, а также разработка методики трехмерного моделирования рабочего процесса и

проектирования плавающих средств для преодоления водных преград являются актуальными задачами.

**Цели и задачи исследований.** Целью работы является совершенствование рабочих процессов и повышение эффективности ВД самоходных паромов.

Достижение поставленной цели выполняется решением следующих сформулированных задач:

1. Анализ проблем моделирования рабочих процессов, протекающих в ВД АМ.
2. Расчет рабочих процессов системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» самоходного парома.
3. Верификация результатов численного моделирования ВД самоходных паромов.
4. Разработка методики моделирования параметров ВД.

**Методы исследований.** При выполнении работы применялись методы численного решения дифференциальных уравнений гидродинамики и экспериментальных исследований, теории лопастных машин.

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

1. Математические модели и результаты численного моделирования рабочего процесса ВД, отличающиеся тем, что исследовано влияние геометрии корпуса паромной машины на параметры рабочего процесса, получены тяговые характеристики ВД.

2. Методика и результаты экспериментальных исследований ПММ-2М и верификации математической модели рабочего процесса, отличающиеся тем, что для данной машины рассчитаны ходовые характеристики, и по результатам верификации отлажена численная модель задачи, обоснована модель турбулентности.

3. Методика моделирования рабочего процесса ГВ, которая, в отличие от существующих, позволяет моделировать влияние геометрических параметров труднообтекаемого корпуса машины на параметры рабочего процесса ВД и рассчитывать их интегральные характеристики.

**Практическая ценность.** Результаты численного моделирования и экспериментальных исследований, разработанная математическая модель и методика моделирования рабочего процесса ВД АМ внедрены в ФЛ АО «ВМЗ» в г. Уфа и в учебный процесс ФГБОУ ВО «УГАТУ». Разработанная математическая модель, результаты физических экспериментов и методика моделирования имеют практическую ценность и позволяют:

1. Проводить численное моделирование рабочего процесса ВД самоходных паромов в трехмерной постановке с учетом влияния геометрии корпуса и ходовой части самоходного парома, неравномерности полей скоростей и давлений перед ГВ, кавитации.

2. Исследовать влияние геометрических параметров паромной машины на характеристики ГВ с целью получения максимальной эффективности системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель», рассчитывать интегральные параметры рабочего процесса ВД, оценивать воздействие кавитации и неравномерности потока на эти параметры.

3. Проводить экспериментальные исследования по определению тяги ГВ самоходного парома на швартовых, скоростные характеристики паромных машин и осуществлять верификацию математической модели рабочего процесса ВД.

**Достоверность представленных результатов.** Достоверность представленных результатов численного моделирования подтверждена верификацией по данным физических экспериментов, полученных на модернизированной паромно-мостовой машине ПММ-2М в в/ч 73420.

**Основание для работы.** Основанием для выполнения диссертационной работы является заказ на НИОКР по договору между ФГБОУ ВО «УГАТУ» и ФЛ АО «ВМЗ» в г. Уфа АД-ПГ-69-19-ХК в 2019-2020 гг.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Расчетная модель рабочего процесса системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель» в пакете *ANSYS CFX* на швартовых и скоростных режимах работы с учетом влияния геометрии корпуса самоходного паромы, неравномерности потока и кавитации.

2. Методики расчета основных параметров ВД самоходного паромы и геометрических характеристик корпусов паромных машин; методики построения их трехмерных твердотельных моделей.

3. Результаты верификации математической модели системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель» на основе результатов экспериментальных исследований.

4. Методика моделирования рабочих процессов ВД самоходных паромов.

**Апробация работы.** Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всероссийской молодежной научной конференции «Мавлютовские чтения» (Уфа, 2021), I Всероссийской научно-практической конференции "Карбышевские чтения" (Тюмень, 2021), Всероссийской научно-практической конференции «Наука и образование – 2021» (Мурманск, 2021) и внедрены в производственную деятельность ФЛ АО «ВМЗ» в г. Уфа.

**Публикации.** По теме диссертационной работы опубликовано 10 печатных работ, в том числе 4 публикации в центральных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы и приложений. Содержит 175 страниц машинописного текста, библиографический список из 80 наименований, приложения.

**Содержание работы**

Во введении представлена актуальность темы исследования, посвященной совершенствованию рабочих процессов ВД самоходных паромов, формулируется цель диссертационной работы, основные направления исследований, приводятся

выносимые на защиту положения, апробация, структура и краткое содержание работы по главам.

В первой главе проведен анализ проблемы исследований, поставлены цели и задачи. Проведен обзор ТС преодоления водных преград, представлена их классификация, рассмотрены различные ККР АМ. Рассмотрена классификация АМ по типу корпуса, по назначению, по способам обеспечения плавучести, по типам движителей на суше и на воде и т.д. Проведен анализ конструктивно-компоновочных схем ВД АМ, рассмотрены ГВ, водометные движители, специфические для машин подобного класса колесные и гусеничные ВД. Проведен аналитический обзор работ авторов по проблемам моделирования и расчета параметров ВД АМ. Сформулированы цели и задачи исследований.

Вторая глава посвящена формированию математической модели рабочего процесса системы «корпус- водоходный движитель» и расчету характеристик этой системы. Проведен обзор особенностей протекания рабочих процессов в ВД самоходных паромов. Проведен расчет основных геометрических характеристик корпуса самоходного парома, смоделирована трехмерная *CAD*-модель паромной машины. Выполнен расчет основных параметров рабочего процесса ВД самоходного парома, построены трехмерные модели составляющих элементов ВД: ГВ и кольцевой насадки. Проведено моделирование характеристик системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» на различных режимах работы самоходного парома. Рассчитаны локальные и интегральные характеристики рабочего процесса ВД паромной машины.

В третьей главе приведена методика проведения экспериментальных исследований рабочего процесса ВД самоходного парома и сравнение результатов численного моделирования и физических экспериментов. Разработана методика и программа проведения экспериментальных исследований рабочего процесса ВД самоходного парома. Для скоростных и швартовых испытаний разработана схема эксперимента, план испытаний. Выполнен анализ результатов экспериментальных данных, проведена верификация разработанной математической модели.

В четвертой главе проведено обобщение данных численного моделирования, разработана методика моделирования рабочих процессов ВД самоходных паромов и даны рекомендации по проектированию или оптимизации параметров системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель». Выработанные рекомендации позволяют уменьшить сопротивление корпуса паромной машины, рационально разместить элементы пропульсивного комплекса самоходного парома и уменьшить воздействие геометрии корпуса и элементов ходовой части на параметры рабочего процесса ВД.

## ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ

### 1.1 Обзор и классификация технических средств для преодоления водных преград

ТС для преодоления водных преград, используемые в настоящее время, довольно разнообразны. Наличие большого количества различных схемных решений АМ обуславливается целым рядом факторов, среди которых транспортирование десанта и грузов большой массы, способность преодолевать водные преграды без дополнительной технической подготовки возможность действия в бою в одной линии с танками.

Обзор научной периодики, патентов и научно-технической литературы позволяет провести классификацию плавающей техники. На рис. 1.1 приведен перечень критериев проведения классификации. Развернутая классификация представлена в приложении А на рис. А.1.



Рисунок 1.1 – Перечень критериев проведения классификации технических средств для преодоления водных преград

ТС для преодоления водных преград различают по способу обеспечения плавучести, по способу транспортировки груза, по способу преодоления водной

преграды, по типу понтона, по назначению, по типу движителя на суше и на воде, по месту размещения ВД, по месту размещения грузового отделения в корпусе, по типу трансмиссии, по количеству корпусов и по типу корпуса.

По способу обеспечения плавучести ТС разделяют на водоизмещающие, глиссирующие, на подводных крыльях и на воздушной подушке.

Наиболее распространёнными видами АМ в наши дни являются машины с водоизмещающим корпусом (рис. 1.2, *а*). Такие АМ проще в изготовлении, но в связи с большим буксировочным сопротивлением имеют не высокую скорость движения по воде. Глиссирующие модели (рис. 1.2, *б*) сложны по конструкции из-за механизмов, закрывающих ходовую часть машины. Закрытие ходовой части обеспечивает уменьшение сопротивления АМ и позволяет двигаться по воде со скоростями до 50 км/ч [1]. АМ на подводных крыльях (рис. 1.2, *в*) имеют более высокую скорость в воде, чем глиссирующие, благодаря малой осадке и хорошим гидродинамическим свойствам. Однако эксплуатация таких крыльев ограничена высокими волнами. Для паромной машины используют два вида крыльев: V-образные и крылья с автоматическим управлением и большим погружением в воду [2]. АМ, использующие воздушную подушку (рис. 1.2, *г*) являются более экономичными по расходу топлива по отношению к видам АМ, описанным выше. Однако при всех достоинствах такие АМ более шумные из-за винтов, сложны в изготовлении и дороги в плане технического обслуживания.

По способу транспортировки груза ТС делят на технику, перевозящую груз либо в трюме (рис. 1.3, *а*), либо на палубе (рис. 1.3, *б*).

По способу преодоления водной преграды плавающая техника делится на форсирующую преграду и организующую переправу.

Самоходные паромы, благодаря своим откидным понтонам и размещению груза на палубе, не ограниченной бортами, позволяют перевозить куда более габаритные грузы, чем транспортеры. Кроме этого, самоходные паромы могут соединяться друг с другом, увеличивая свою грузоподъемность. Их недостатком

являются низкие скорости движения по воде, обусловленные большим сопротивлением корпуса и понтонов.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.2 Плавающие ТС по способу обеспечения плавучести:  
 а – водоизмещающий БТР-82А; б – боевая машина *EFV* на режиме глиссирования;  
 в – амфибия на подводных крыльях *НАМИ-055В*;  
 г – танк на воздушной подушке «Объект 760»



а)



б)

Рисунок 1.3 – Примеры плавающих машин по способу транспортировки груза:  
 а – плавающий транспортер *ПТС-4*;  
 б – транспортировка техники на самоходном пароме *ПММ-2М*

По типу понтона различают три вида плавающей техники: у которых корпус непосредственно является понтоном; к которым для обеспечения плавучести

крепят навесные понтоны; где паромная машина является отдельным от транспортера модулем.

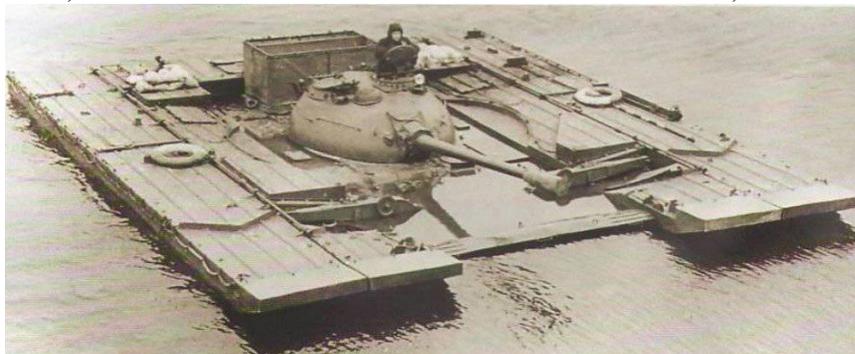
Техника, у которой корпус является понтоном – это специально спроектированные машины, обеспечивающие требуемые параметры при движении по воде и по суше (рис. 1.4, а). К разработке плавающих машин с данным типом корпуса привлекаются судостроительные конструкторские бюро, из-за чего корпус похож на корпус водоизмещающего судна и имеет не обтекаемые формы. Данный тип машин получил наибольшее распространение из-за простоты конструкции, и минимального времени подготовки техники к движению по воде.



а)



б)



в)

Рисунок 1.4 – Примеры плавающей техники по типу понтона:

а – корпус-пonton АААV7 (*Amphibious Assault Vehicle 7*) армии США;

б – переправочно-десантный паром ПДП; в – навесные понтоны на средний танк Т-54

Переправочно-десантный паром ПДП (рис. 1.4, б) – пример понтона с отдельным модулем. Такой паром не имеет возможности передвигаться по грунту в следствие отсутствия гусеничного движителя, но имеет меньшее гидравлическое сопротивление [3].

Для преодоления водной среды навесные понтоны крепят непосредственно к технике (рис. 1.4, в). С помощью них возможно транспортировать почти все виды техники, но на их установку необходимо время.

По назначению ТС для преодоления преград делятся на транспортеры и на паромные машины.

Преимуществом транспортеров является их возможность преодоления водной преграды сходу, в одном порядке с другими типами АМ. Их недостаток – ограниченная грузоподъемность и ограничения по габаритам транспортируемого груза.

Паромные машины, совместно с паромными парками, могут организовывать переправу (рис. 1.5), что является несомненным преимуществом. Недостатком можно считать большее время подготовки АМ к преодолению водной преграды по сравнению с транспортерами, при этом возникает сложность соединения машин на воде при организации паромного моста.

Паромные машины различают по грузоподъемности и по способу раскладывания понтона.

Большая грузоподъемность самоходных паромов обеспечивается за счет оснащения машины дополнительными ёмкостями (понтонными). Сами понтоны могут быть жесткими или эластичными (надувными), а для погрузки техники на дополнительные понтоны навешиваются аппарели. Грузоподъемность одного паромы определяется массой перевозимой техники.



Рисунок 1.5 – Паромный мост, организованный колесной паромно-мостовой машиной ПММ

Грузоподъемность понтонного моста зависит от количества самоходных паромов в ней, при этом в конструкцию моста могут интегрироваться другие элементы понтонных парков. Объединение самоходных паромов в единый понтон позволяет значительно увеличить грузоподъемность наплавного моста и сократить время транспортировки сухопутной техники на противоположный берег.

По способу раскладывания понтона различают самоходные паромы раскладывающиеся понтоны в поперечном направлении относительно движения машины, раскладывающиеся понтоны по ходу движения машины, и разворачивающие грузовую платформу на  $90^\circ$  относительно корпуса машины (рис. 1.6).



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.6 – Примеры классификации самоходных паромов по способу раскладывания понтонов:

*а* – раскладывание понтонов ПММ-2М в поперечном направлении относительно движения парома; *б* – раскладывание понтонов МАФ по ходу движения; *в* – модель амфибии парка MFAB-F с поворотной платформой в транспортном положении; *г* – модель амфибии парка MFAB-F с поворотной платформой в рабочем положении

Раскладывание понтона в поперечном направлении относительно движения паромной машины (рис. 1.6, *а*) позволяет упростить конструкцию парома и обеспечить размещения на палубе габаритных грузов, уменьшить количество пневмо- и гидроприводов, раскладывающих понтоны. При использовании данной схемы уменьшается отношение длины АМ к его ширине ( $L/B$ ), что ведет к увеличению сопротивления корпуса при движении на воде.

Преимуществом схемы раскладывания понтона по ходу движения парома (рис. 1.6, *б*) является более высокая скорость АМ на плаву и возможность сокращения количества машин при наведении плавучего моста. Недостаток – усложнение конструкции самоходного парома и ухудшение его параметров устойчивости, вследствие чего приходится применять надувные емкости по бокам машины [4].

Применение в конструкции самоходного парома поворотной платформы (рис. 1.6, *в, г*) позволяет создать одну базовую универсальную машину, на которой в зависимости от ситуации имеется возможность менять поворотный модуль (береговой или линейный). В то же время поворотная платформа значительно усложняет конструкцию машины.

По месту расположения ВД различают АМ с кормовым, носовым и бортовым расположением ВД.

При кормовом и бортовом расположении ВД на его работу влияет корпус и ходовая часть плавающей машины. Трудно обтекаемые формы АМ вызывают возмущение потока воды на входе в ВД, из-за чего параметры ВД меньше расчетных значений. Однако данное схемное решение позволяет при выходе АМ на берег одновременно использовать одновременно СД и ВД.

На ВД, размещенный в носовой части плавающей машины, не влияет поток, возмущенный корпусом и ходовой частью амфибии, из-за чего эффективность движителя выше, чем при кормовом расположении, однако движитель становится незащищенным от попадания в него посторонних предметов, что может привести к его быстрому выходу из строя.

По количеству корпусов различают АМ однокорпусные и многокорпусные. Многокорпусные плавающие машины хоть и сложны по конструкции относительно однокорпусных машин, однако обладают рядом преимуществ, такими как высокая проходимость по мягким грунтам и большой внутренний объем для перевозки груза.

Многокорпусные АМ классифицируют по количеству звеньев, по связи между корпусами и по типу распределения тяговых усилий между корпусами.

По количеству звеньев выделяют двух- и трехзвенные сочлененные машины. В настоящее время распространение получили двухзвенные АМ (рис. 1.7, *а*), так как трехзвенные машины сложны по конструкции и имеют большие габаритные длиновые размеры, которые ухудшают его маневренность.



*а)*

*б)*

Рисунок 1.7 – Сочлененные двухзвенные плавающие машины:

*а* – двухзвенная сочлененная колесная АМ М561 Gama Goat;

*б* – двухзвенная сочлененная гусеничная АМ ДТ-30П

Связь между звеньями сочлененных АМ бывает в горизонтальной плоскости и одновременно в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Связь между корпусами только в горизонтальной плоскости позволяет обеспечить машине хорошую маневренность, но при добавлении возможности управления в вертикальной плоскости обеспечивается приспособляемость АМ к различному рельефу местности. Помимо этого, регулирование угла соединения между звеньями при движении машины на воде позволяет добиться высокой эффективности гидродинамического взаимодействия звеньев [5].

По типу распределения тяговых усилий между корпусами различают АМ с активными и пассивными прицепными звеньями. Применение активного

прицепного звена (рис. 1.7, б) позволяет улучшить проходимость АМ. Мощность от ведущего звена к прицепным звеньям может передаваться механической, электрической или гидравлической передачами. Применение пассивных прицепных звеньев позволяет увеличить грузоподъемность машины, но колеса звена не являются ведущими.

По месту размещения грузового отделения в корпусе выделяют АМ с размещением грузового отсека в передней части, в кормовой части, в средней части и по всей длине корпуса.

От места размещения груза на плавающей машине зависит остойчивость АМ. При размещении грузового отсека с кормовой части возникает дифферент на корму, который улучшает условия работы ВД, уменьшает «рыскливость» машины и позволяет повысить скорость движения по воде. Оптимальные значения дифферента на корму – 2-3° [6].

Размещение груза в носовой части создает дифферент на нос, который приводит к заливаемости передней части АМ и уменьшению скорости движения на воде. Для устранения этого недостатка применяют балластные отсеки, которые для выравнивания дифферента заполняются забортной водой.

Расположение грузового отсека в средней части или по всей длине позволяет избавиться от дифферента, так как груз располагается в центре масс машины. Это также способствует уменьшению момента инерции машины относительно вертикальной оси, что благоприятно для улучшения радиуса циркуляции машины на плаву.

По типу корпуса АМ различают: по типу несущей системы и по форме поперечного сечения корпуса.

По типу несущей системы выделяют корпуса с несущей рамой и несущим корпусом.

В АМ с несущим корпусом усилия, возникающие при движении по суше или воде, воспринимаются корпусом. Несущие корпуса в основном имеют бронированные плавающие машины, так как это позволяет освободить внутреннее

пространство техники для вооружения и десанта. Однако использование несущего корпуса усложняет конструкцию машины.

В плавающей машине с несущей рамой, нагрузки воспринимаются тонкостенной обшивкой и передаются на каркас. Набор каркаса может быть продольный, поперечный и смешанный. Несущая рама более технологична в производстве, поэтому ее в основном имеют транспортные АМ, к которым не предъявляются жестких требований по защите экипажа.

По форме поперечного сечения АМ бывают прямостенные (рис. 1.8, *а*) и с наклоном бортов (рис. 1.8, *б*, *в*). Прямостенные борта обеспечивают больший внутренний объем и технологичны при производстве, однако обладают худшей защитой по сравнению с наклонными бортами, имея меньшую приведенную броню. При одинаковом уровне защиты амфибии с наклонными бортами имеют меньшую массу, что хорошо сказывается на водоходных качествах.

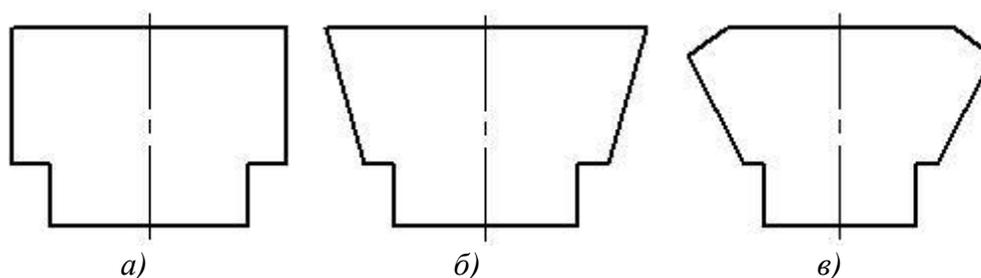


Рисунок 1.8 – Формы поперечных сечений корпусов плавающих машин:  
*а* – прямостенные борта (вертикальные); *б*, *в* – наклонные борта

По типу трансмиссии различают механические, гидромеханические и электромеханические трансмиссии.

В механической трансмиссии изменение крутящего момента на ведущих колесах в необходимых пределах обеспечивает коробка передач, а постоянное увеличение крутящего момента – бортовые передачи. Механические трансмиссии получили широкое распространение благодаря высокому КПД, компактности, относительной дешевизне производства и простоте обслуживания. Недостатками механической трансмиссии являются ступенчатое изменение передаточных чисел коробки передач и большое требуемое время на переключение передач, что снижает среднюю скорость движения техники; неблагоприятные условия работы двигателя, нагрузка на который непрерывно изменяется; трудность управления при

простых механических приводах. Для устранения недостатков применяют планетарные коробки передач для повышения скоростей движения, сервоприводы, упрощающие труд механика-водителя и облегчающие управление техникой.

В гидромеханических трансмиссиях имеется гидродинамическая передача, полностью заменяющая фрикцион и выполняющая роль коробки передач. Преимуществами гидромеханической трансмиссии являются повышенная скорость техники за счет непрерывного изменения скорости движения и тяговых усилий, облегченное управление техникой, улучшенными условиями работы двигателя и облегчением создания автоматической системы переключения передач. Недостатки – более низкий КПД по сравнению с механической трансмиссией, малый диапазон автоматического изменения крутящего момента при приемлемых значениях КПД гидропередачи и сложность ее реверсирования.

В последнее время повышается интерес к гидрообъемным трансмиссиям [7], так как они позволяют в широком диапазоне непрерывно изменять передаточные числа при удовлетворительном КПД, компактны при работе на больших давлениях 20-30 МПа, облегчают управление техникой и упрощают компоновку моторно-трансмиссионного отделения. Характерные недостатки – меньшие значения КПД по сравнению с механической трансмиссией, и быстрый износ деталей конструкции при передаче больших мощностей.

Электромеханические трансмиссии обладают всеми преимуществами гидромеханических трансмиссий и улучшают маневренность техники, но большие габариты и большой вес электрических машин препятствуют их распространению.

По типу движителя на суше АМ выделяют с гусеничным движителем, с колесным движителем, с комбинированным движителем и с нетрадиционным типом движителя.

Наибольшее распространение в настоящее время получили машины с гусеничным движителем (рис. 1.9, *a*).



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.9 – Примеры плавающей техники с разными типами движителя по суше:

*а* – БМП-3 с гусеничным движителем; *б* – БМП на базе платформы ВПК-7829 «Бумеранг» с колесным движителем; *в* – «Объект 19» с колесно-гусеничным движителем; *г* – «Объект 911» с гусенично-колесным движителем

Преимуществом гусеничного движителя является большая проходимость по мягким грунтам. Недостаток данного движителя – низкий ресурс и высокий уровень шума, производимый при движении техники. Для увеличения ресурса применяют различные конструкции и технологии изготовления деталей [8]. Для снижения уровня шума используют обрешеченные гусеницы и катки.

Техника с колесным движителем (рис. 1.9, б) применяется в основном в длительных мобильных операциях, так как не требует профилактических проверок движителя каждые 300 км [9].

По сравнению с гусеницами колесный движитель имеет более высокий ресурс, дешев в производстве и позволяет развить высокую скорость на хорошей дороге, но при этом обладает гораздо худшей проходимостью.

Для объединения преимуществ колесного и гусеничного движителей были попытки создать комбинированный движитель – колесно-гусеничный (рис. 1.9, в) и гусенично-колесный (рис. 1.9, з).

Конструкция колесно-гусеничного движителя представляет собой колесное шасси с вспомогательным гусеничным движителем, который обычно находится между осями передних и задних колес. Гусеничный движитель при этом обычно используется только для кратковременного увеличения проходимости, поэтому он имеет механизм опускания гусеницы.

Гусенично-колесный движитель представляет собой гусеничное шасси, с вспомогательными колесами, которые используются только для движения по дорогам с хорошим покрытием.

Данные схемные решения позволили немного улучшить проходимость машин с колесным движителем, но из-за сложной конструкции техника так и осталась опытной [10].

По типу движителя на воде выделяют АМ с ГВ, с водометным движителем, с гусеничным гидравлическим и с колесным гидравлическим движителями.

Наибольшее распространение в качестве ВД среди плавающих машин получили ГВ и водометные движители, позволяя обеспечить приемлемые скорости движения по воде. Гусеничные и колесные гидравлические движители хоть и просты в конструкции, не получили широкого применения ввиду низких значений КПД движителя.

Аналитический обзор плавающей техники показывает большое разнообразие схемных и конструктивных исполнений, направленных на достижение максимально возможного гидродинамического качества и скоростных характеристик АМ. Проведенный анализ, обобщение и структуризация информации позволили определить целесообразную конструктивно-компоновочную схему перспективной техники для преодоления водных преград со следующими особенностями:

- обеспечение плавучести – водоизмещением корпуса;
- транспортировка груза – на палубе;

- тип движителя на суше – гусеничный;
- тип движителя на воде – ГВ;
- расположение ВД – кормовое;
- способ раскладывания паромы – в поперечном направлении относительно движения машины;
- обеспечение возможности выхода АМ на берег.

## 1.2 Анализ конструктивно-компоновочных схем водоходных движителей амфибийных машин

ВД плавающих машин представляют собой специальные устройства, создающую движущую силу и тягу, необходимую для преодоления сил сопротивления воды и воздуха и осуществления поступательного движения машины. По принципу действия они относятся к движителям реактивного типа, поэтому отличаются они друг от друга не принципом работы, а особенными конструктивными исполнениями для сообщения ускорения рабочему телу.

Критерии проведения классификации ВД АМ приведены на рис. 1.10. Развернутая классификация ВД АМ представлена в приложении А на рис. А.2.

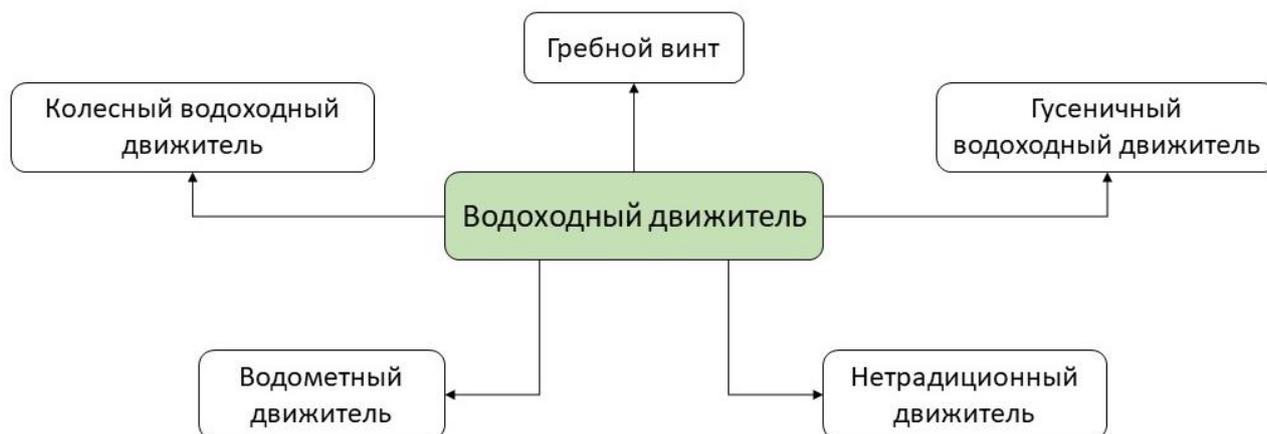


Рисунок 1.10 – Критерии проведения классификация ВД АМ

Анализ используемых ВД по приведенной классификации представлен далее.

### 1.2.1 Гребные винты

Наибольшее распространение среди ВД АМ получили ГВ, так как они надежные, простые по конструкции, обладают высоким КПД.

По шагу ГВ бывают винты с постоянным и переменным шагом, а также винты с регулируемым шагом (с поворотными лопастями). У винтов с переменным шагом, в отличие от ГВ с постоянным шагом, шаг меняется по радиусу или по длине. ГВ с регулируемым шагом позволяют изменять скорость и направление движения машины путем поворота лопасти. Достоинством ГВ с регулируемым шагом является повышение маневренных характеристик плавающей машины и улучшить работу силовой установки [6].

По схеме расположения ГВ на АМ различают винты частично и полностью погруженные, а также ГВ в направляющем насадке. Винты стремятся расположить под поверхностью воды. Частично погруженные ГВ имеют более низкий КПД вследствие засасывания воздуха при оголении лопастей, высокий уровень вибраций и затраты энергии на волнообразование. Особенностью работы частично погруженных ГВ является зависимость его параметров рабочего процесса от глубины погружения винта  $h_T$  [11, 12].

Кольцевая насадка позволяет существенно повысить КПД ГВ (рис. 1.11, *a*). Форма поперечного сечения кольцевой насадки зависит от геометрии ГВ и параметров судна. Использование таких направляющих неподвижных насадок может увеличить силу тяги до 50% и скорость движение паромной машины до 5-8% при сохранении мощности СУ [13].

Использование винто-рулевых колонок (рис. 1.11, *б*) привело к росту маневренности и скорости хода самоходных паромов.

ГВ на поворотных винто-рулевых колонках различают толкающие и тянущие.

Отрицательными свойствами ГВ такого типа являются неравномерное обтекание профиля лопасти винта при повороте колонки относительно

направления потока рабочего тела, что ухудшает КПД и приводит к возникновению высокочастотных колебаний и вибрации [14].

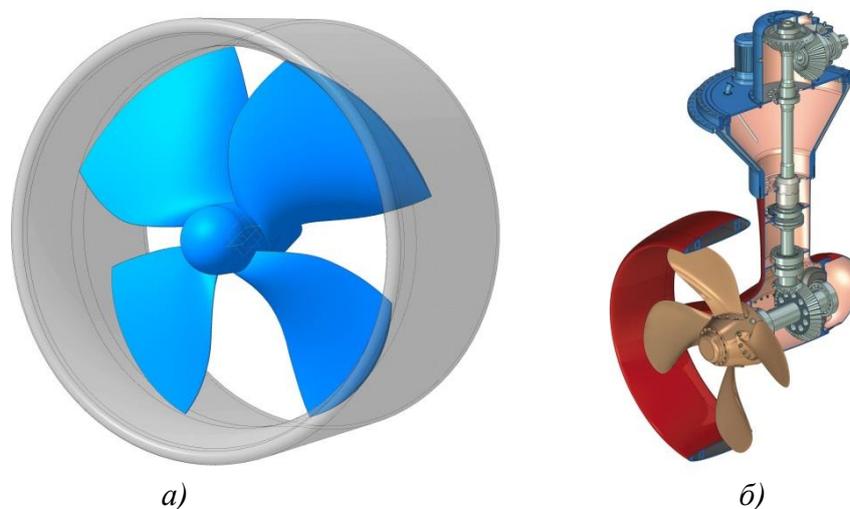


Рисунок 1.11 – Конструкции ГВ:

*а* – в направляющей насадке; *б* – на поворотной винто-рулевой колонке

По числу лопастей ГВ делятся на двух-, трех- и многолопастные винты. Многолопастные винты обладают низкими значениями вибрации, эрозии в следствие образования кавитационных каверх, обладают большим КПД [15].

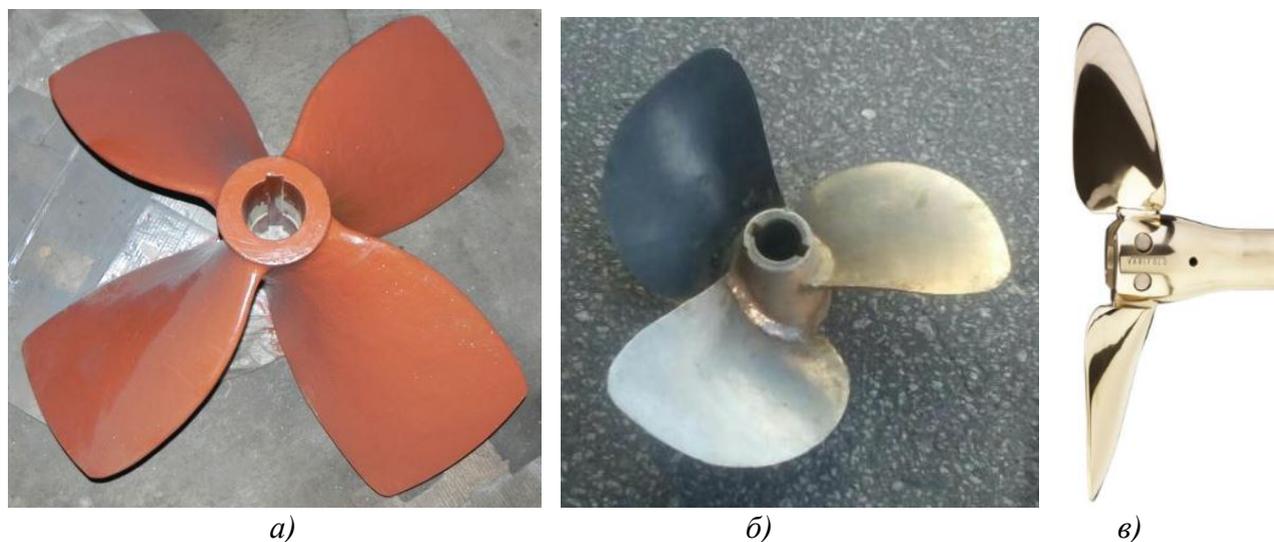


Рисунок 1.12 – Гребные винты:

*а* – сварной четырехлопастный; *б* – сварной трехлопастный; *в* – разборный двухлопастной

По технологии изготовления ГВ делят на литые, сварные и разборные. Литые ГВ (рис. 1.12, *а*) проще в изготовлении и дешевле при серийном производстве, однако, при увеличении диаметра значительно увеличивается масса, из-за чего приходится изготавливать сложную литниковую систему для создания полостей внутри лопасти, что ведет к усложнению конструкции литниковой системы.

Сварные винты (рис. 1.12, б) обычно состоят из ступицы и лопасти, которые привариваются друг к другу. Также лопасть может состоять из двух листов, а пустое пространство между ними заполняется наполнителем, например, канифолью. Винты с разъемными лопастями (рис. 1.12, в) дают возможность менять шаг лопасти, например, т.е. при увеличении массы груза, расположенного на судне, целесообразно использовать винт с меньшим шагом лопастей.

Обзор ККР ГВ позволяет определить их недостатки:

- окружные скорости потока рабочего тела за ГВ;
- отрывные течения профилей лопасти ГВ;
- уязвимость винта при попадании посторонних предметов;
- увеличение сопротивления корпуса АМ из-за внешних элементов управления ГВ.

Применение водометных движителей и ГВ в кольцевой насадке исключают указанные недостатки.

### **1.2.2 Водометный движитель**

Водометные движители незначительно уступают ГВ по основным показателям параметров рабочего процесса, однако обладают рядом достоинств: защищенностью элементов конструкции от повреждений, возможностью применения как водооткачивающие устройства, хорошей маневренностью без изменения направления вращения рабочего колеса водомета [15]. Минусом водометного движителя является сложная конструкция, низкий тяговый КПД, эрозионный износ лопастей РК из-за кавитации. На рис. 1.13 приведена компоновочная схема водометного движителя плавающей военной техники.

В качестве насоса в водометах используют ГВ или лопастные насосы.

Лопастные насосы бывают шнековые, осевые, оседиагональные, центробежные и комбинированные [16-19]. Шнековые, осевые и оседиагональные насосы по эффективности и кавитационным качествам не уступают центробежным

насосам, обладая КПД в 88-92% [20], что позволило им получить широкое распространение среди РК водометных движителей. Частота вращения РК данных типов насосов достигает 9000 об/мин, поэтому, в отличие от центробежных лопастных насосов, им не требуется использование редуктора между СУ и приводным валом. Комбинированные лопастные насосы позволяют совместить достоинства отдельных типов лопастных машин и уменьшить их недостатки.

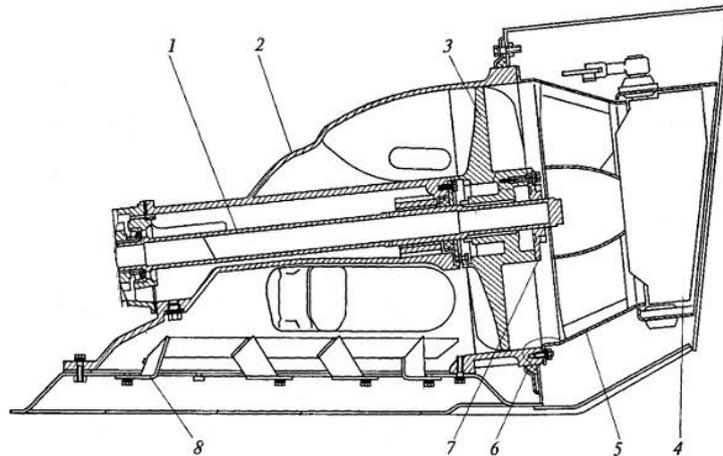
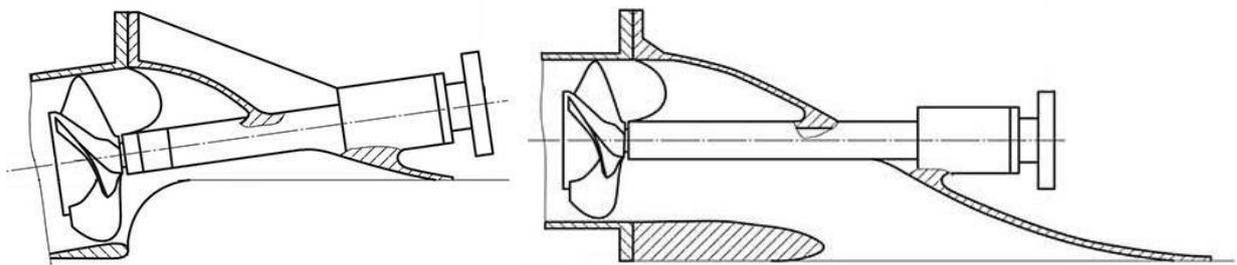


Рисунок 1.13 – Компонировочная схема водометного движителя АМ:

1 – вал ГВ; 2 – водовод; 3 – РК; 4 – рулевое устройство;

5 – сопло; 6 – корпус РК; 7 – стекатель; 8 – защитная решетка

По типу входного устройства водометные движители разделяются на полнонапорные и статического напора (рис. 1.14). Водомет с входным устройством полного напора применяется на судах с подводными крыльями. Среди плавающих военных АМ распространение получили входные устройства статического напора из-за их лучшей защищенности.



*a)*

*б)*

Рисунок 1.14 – Схемы входных устройств водометных движителей

*a* – полного напора; *б* – статического напора

По количеству ступеней водометные движители бывают, одно-, двух- и многоступенчатые. Многоступенчатые конструкции применяются в условиях,

когда требуется получить высокий напор, так как высокий напор в одной ступени ведет за собой снижение КПД и возникновение кавитации РК [16].

Водометные движители бывают с поджатием выходного устройства снаружи (рис. 1.15, а) и с поджатием выходного сечения со стороны стекателя (рис. 1.15, б). При поджатии струи со стороны стекателя реверсивное устройство получается тяжелым, с большими габаритными размерами, при этом за стекателем образуется каверна, уменьшающая КПД водометного движителя [17].

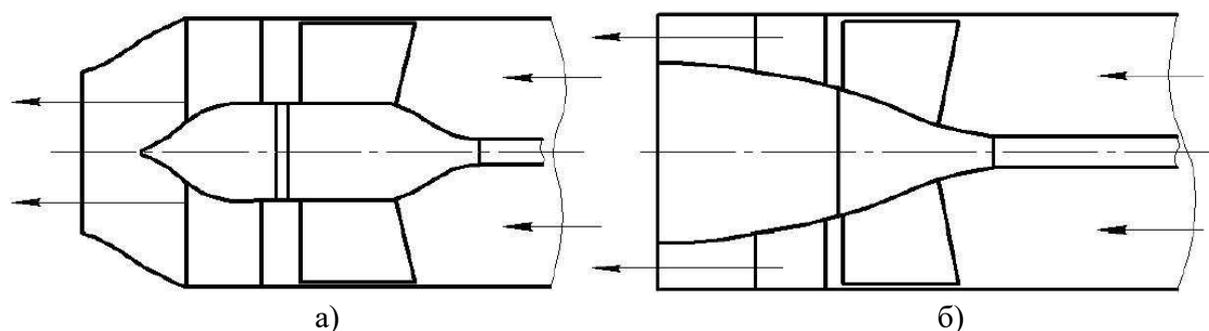


Рисунок 1.15 – Типы поджатия струи:

а – с внешним поджатием; б – с внутренним поджатием

По типу выброса струи водометные движители бывают с выбросом струи в атмосферу, в воду и с полуподводным выбросом.

Водометы с типом выброса струи в атмосферу имеют меньшее значение пропульсивного КПД, чем у водометов, имеющих подводный и полуподводный выброс струи. Это связано с наличием дополнительной потери мощности двигателя на подъем воды выше ватерлинии.

АМ, оснащенные водометами с подводным выбросом реактивной струи, имеют увеличенное значение буксировочного сопротивления корпуса. Это связано с эффектом засасывания потока в кормовой части корпуса, поэтому водометные движители с подводным выбросом струи не эффективны при движении АМ с большими скоростями.

Водометные движители, имеющие полуподводный выброс струи, по работе схожи с суперкавитирующими ГВ. На небольших скоростях движения АМ по воде, полуподводный выброс струи дает рост тягового КПД [21].

Водометный движитель имеет недостатки:

- изменение направления потока рабочего тела приводит к увеличению гидравлических потерь в проточной части;
- кавитационное разрушение лопастей РК;
- вращение РК на малой частоте вращения приводит к низкому значению тягового КПД.

Описанные выше недостатки устраняются при совершенствовании проточной части, регулировки площади водовода и соплового устройства [20].

### **1.2.3. Гусеничный водоходный движитель**

Гусеничный водоходный движитель – это обычный СД гусеничных машин, приспособленных для движения по воде. Движущая сила в таком движителе образуется за счет отбрасывания гусеницами массы воды в направлении, противоположном направлению движения машины.

По типу погружения гусениц различают частично и полностью погруженные гусеницы [6, 15].

В частично погруженных гусеничных ВД верхняя ветвь гусеницы находится выше ватерлинии машины. Минусом частично погруженного гусеничного ВД является меньшее значение силы тяги в следствии образования воздушной эмульсии в нижней части гусеницы.

Гусеничные ВД, которые полностью погружены в воду, дополняются гидродинамическим кожухом, представляющим собой коробчатую конструкцию, охватывающую верхнюю часть движителя. Кожух ограничивает вредное взаимодействие верхней части гусеницы с окружающей водной средой и изменяет направление реакции отбрасываемого ею потока воды в сторону, противоположную движению. С той же целью кожух дополняется носовой, боковой и кормовой частями. Данная конструкция хорошо видна у боевой машины пехоты БМП-2 при снятии бокового экрана (рис. 1.16), где в передней части имеется профилированный обвод корпуса для смены направления движения массы воды, а сзади – спрямляющие решетки также для смены направления движения

массы воды, отбрасываемой гусеницами. Данные конструктивные решения позволяют увеличить скорость движения машины на плаву [6].

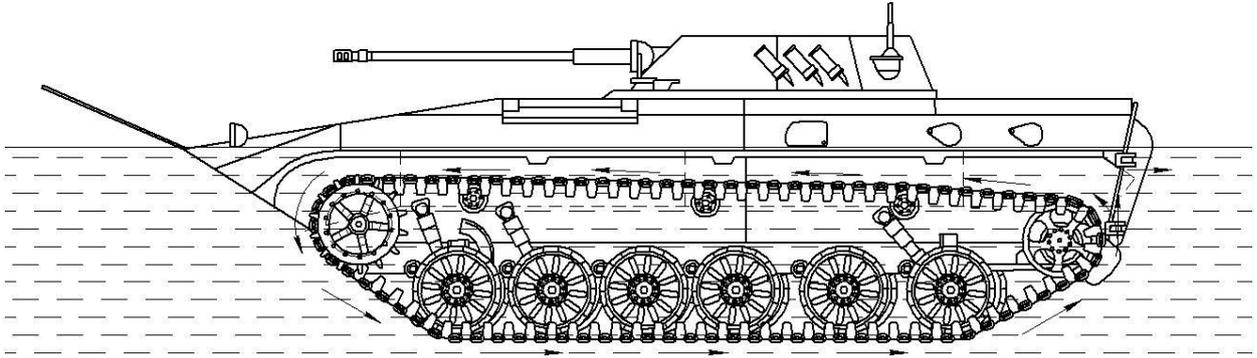


Рисунок 1.16 – БМП-2 с гусеничным ВД (гидродинамический кожух не показан, направление потока отбрасываемой гусеницей воды указан стрелкой)

Для увеличения силы тяги движителя на воде к тракам гусениц некоторых машин устанавливаются съемные лопатки (рис. 1.27) [1, 6, 22]. Результаты испытаний показали, что лопатки в воде экранируют друг друга и их эффективность низка. При движении машины по твердому грунту лопатки быстро выходят из строя, а при применении съемных лопаток требуется большее время на подготовку машины к преодолению водной преграды.

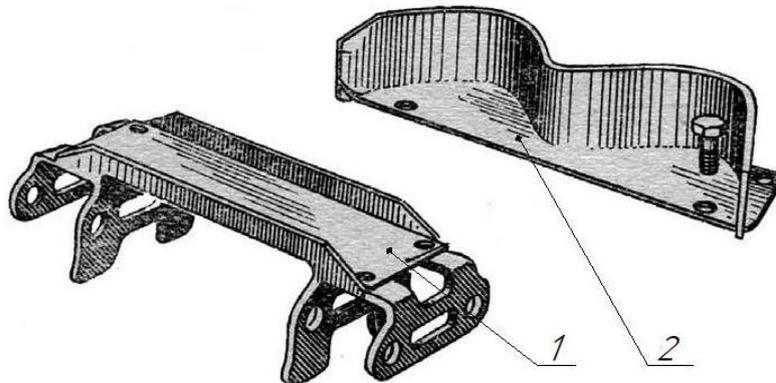


Рисунок 1.17 – Конструкция трака гусеницы с лопаткой:

1 – трак; 2 – лопатка

Для плавающей техники с гусеничным ВД важным является выбор оптимального значения дифферента на воде. Результаты испытаний модели тягача ГТ-С показывают, что при изменении дифферента с  $2^\circ$  на нос до  $3^\circ$  градусов на корму эффективность движителя резко падает (рис.1.18) [7].

Снижение скорости при увеличении дифферента на корму происходит из-за приближения передней части верхней ветви гусеницы к поверхности воды,

вследствие чего снижается эффективность работы нижней ветви гусеницы из-за засасывания воздуха [7].

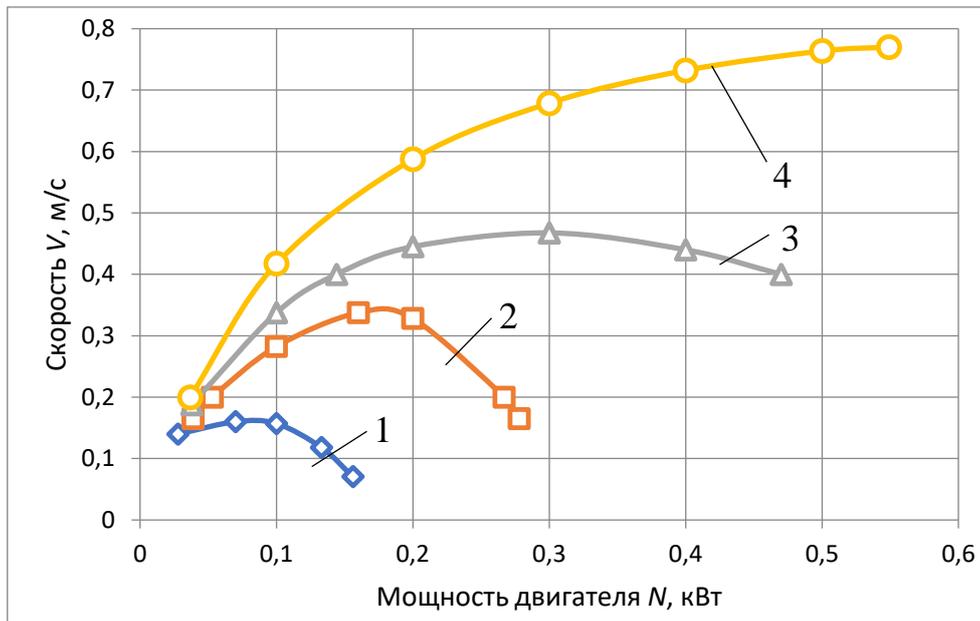


Рисунок 1.18 – Зависимость скорости модели тягача ГТ-С от мощности двигателя и дифферента:

- 1 – дифферент  $3^\circ$  на корму; 2 – дифферент  $1^\circ$  на корму; 3 – дифферент  $0,5^\circ$  на нос;  
4 – дифферент  $2^\circ$  на нос

Плавающие машины с гусеничным ВД не имеют дополнительной трансмиссии и специальных систем управления, поэтому проще по конструкции, имеют меньшую массу, более высокий коэффициент полноты водоизмещения и надежно работают в любых условиях плавания.

К недостаткам гусеничных ВД относят малые скорости преодоления водных преград, низкий КПД (от 5 до 15%), низкую удельную тягу и неудовлетворительную управляемость на воде [23, 24].

#### 1.2.4 Колесный водоходный движитель

Колесный ВД позволяет существенно упростить трансмиссию АМ, и способствует преодолению водной преграды сходу, без подготовки, с низкими значениями скорости хода.

По колесной формуле АМ выделяют технику с колесной формулой  $4 \times 4$ ,  $6 \times 6$ ,  $8 \times 8$  и  $10 \times 10$ .

При увеличении числа ведущих колес увеличивается тяговое усилие, улучшается сцепление, но это приводит к усложнению трансмиссии и увеличению механических потерь [25].

По расположению управляющих колес АМ классифицируют с передними или задними управляющими колесами, и с комбинированным управлением (рис. 1.19). При увеличении числа пар управляющих колес уменьшается радиус поворота машины, однако желание улучшить маневренность за счет возможности управления передними и задними колесами приводит к усложнению конструкции.

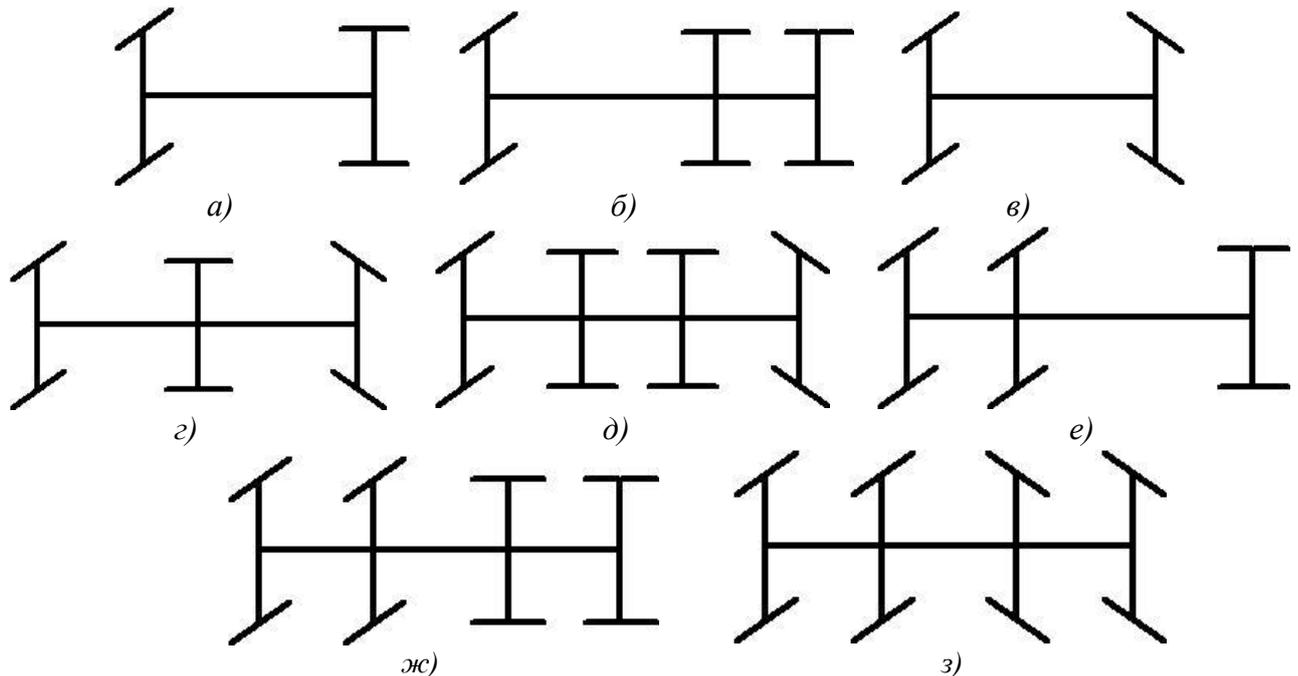


Рисунок 1.19 – Схематическое отображение поворота двух-, трех- и четырехосных колесных АМ с управляемыми колесами:

*a, б* – передними управляемыми колесами; *в, г, д* – передними и задними управляемыми колесами, *е, ж* – первой и второй управляемых осей; *з* – всех управляемых осей

Колесный ВД упрощает конструкцию и компоновку плавающей машины, поскольку позволяет использовать колеса не только в качестве СД, но и как реверсивно-рулевое устройство.

Использование колесного ВД не позволяет достичь высокой тяги, в следствии чего АМ с таким типом ВД передвигается по воде с низкими скоростями. Тяга колесного ВД зависит от множества факторов. Основными являются: количество ведущих колес и их частота вращения, радиус колес и их

экранирование, уровень ватерлинии машины и ее скорость хода, состояние шин и др [15, 23].

Распространения колесный ВД не получил из-за низких значений КПД (ниже, чем у гусеничных ВД). Значение пропульсивного КПД данного движителя не превышает 5% [15].

### 1.2.5 Нетрадиционные типы движителей

Нетрадиционные типы движителей разрабатывались для увеличения проходимости на суше и на воде нового поколения АМ. В группу таких движителей входят: роторно-винтовой, катково-гусеничный и колесно-шагающий. Использование данных движителей дает до 70% общего объема водоизмещения машин, из-за чего увеличивается скорость передвижения в водной среде благодаря малому погружению копуса в воду.

Катково-гусеничный движитель (рис. 1.20) представляет собой комбинацию гусениц с пневмокатками. Пневмокатки соединены цепями, которые приводятся в движение ведущими звездочками.



а)



б)

Рисунок 1.20 – АМ с катково-гусеничным типом движителя:

а – американская АМ XM759; б – советская АМ ЗиЛ 3906

Такой вид движителя позволяет перемещаться по воде со скоростью до 16 км/ч [1, 2], при этом катки выполняют роль лопаток на траках гусениц (см. рис. 1.17).

Катково-гусеничный движитель имеет высокую проходимость в условиях слабонесущего грунта, и является универсальным, так как является водоходным и

сухопутным движителем. В то же время, АМ с подобным типом движителя не развивают высоких скоростей хода, и затрачивают на привод больше мощности, чем это требуется гусеничному движителю. Для привода всей конструкции движителя

Колесно-шагающий тип движителя бывает двух видов: движитель типа Го-девилль (рис. 1.21, а) и планетарно-колесный движитель (1.21, б).

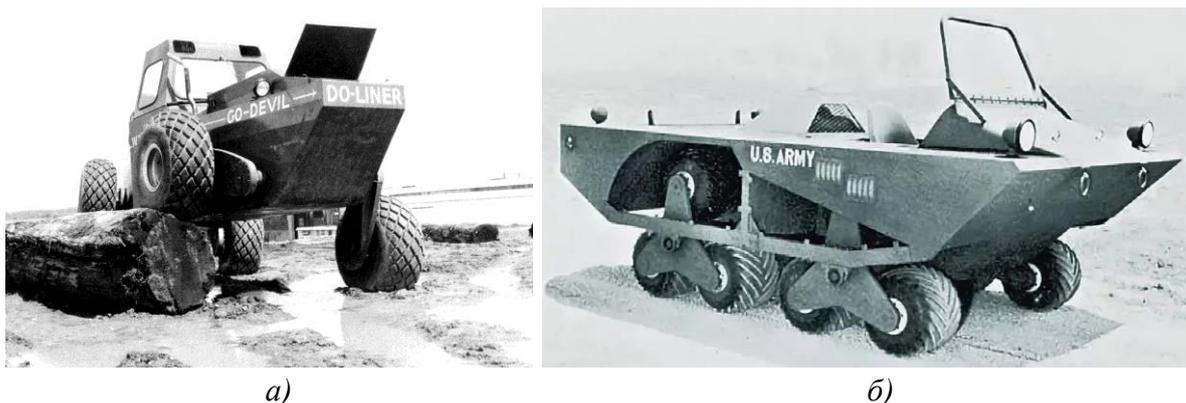


Рисунок 1.21 – Амфибии с колесно-шагающими движителями  
а – амфибия с движителем типа Го-девилль; б – *Terrastar* планетарно-колесным движителем

Особенностью движителя типа Го-девилль являются продольные рычаги подвески. На рычаги устанавливаются колеса, проворачивающиеся на  $360^\circ$  относительно корпуса [26, 27]. К рычагам подвески и колесам идут отдельные силовые приводы. В режиме привода к колесам движитель не отличается от колесного (рис.1.22, а). При использовании рычагов корпус машины перемещается по траектории, описываемой рычагами. Данный способ передвижения (в режиме шагания) используется для преодоления препятствий (рис. 1.22, в). При преодолении водных преград так же используется режим шагания (рис.1.22, д).

При перемещении корпуса одновременно всеми рычагами получается прерывистое движение корпуса. При перемещении двумя рычагами обеспечивается движение без пауз для перекидывания колес, но затруднено обеспечение устойчивости машины на двух опорах [26]. Поэтому для непрерывного перемещения корпуса одновременно на четырех колесах были разработаны планетарно-колесные движители.

Планетарно-колесный движитель представляет набор колес, расположенных по окружности и образующих одно колесо [1, 2]. Принцип работы схож с

двигателем типа Го-девиль: имеется автомобильный режим движения (рис. 1.22, б, з) и режим шагания (рис. 1.22, е). Преодоление водной преграды может осуществляться с использованием описанных режимов работы, однако тяга в обоих случаях не велика, и скорость на воде АМ с планетарно-колесным двигателем не превышает 6,5 км/ч [1, 28].

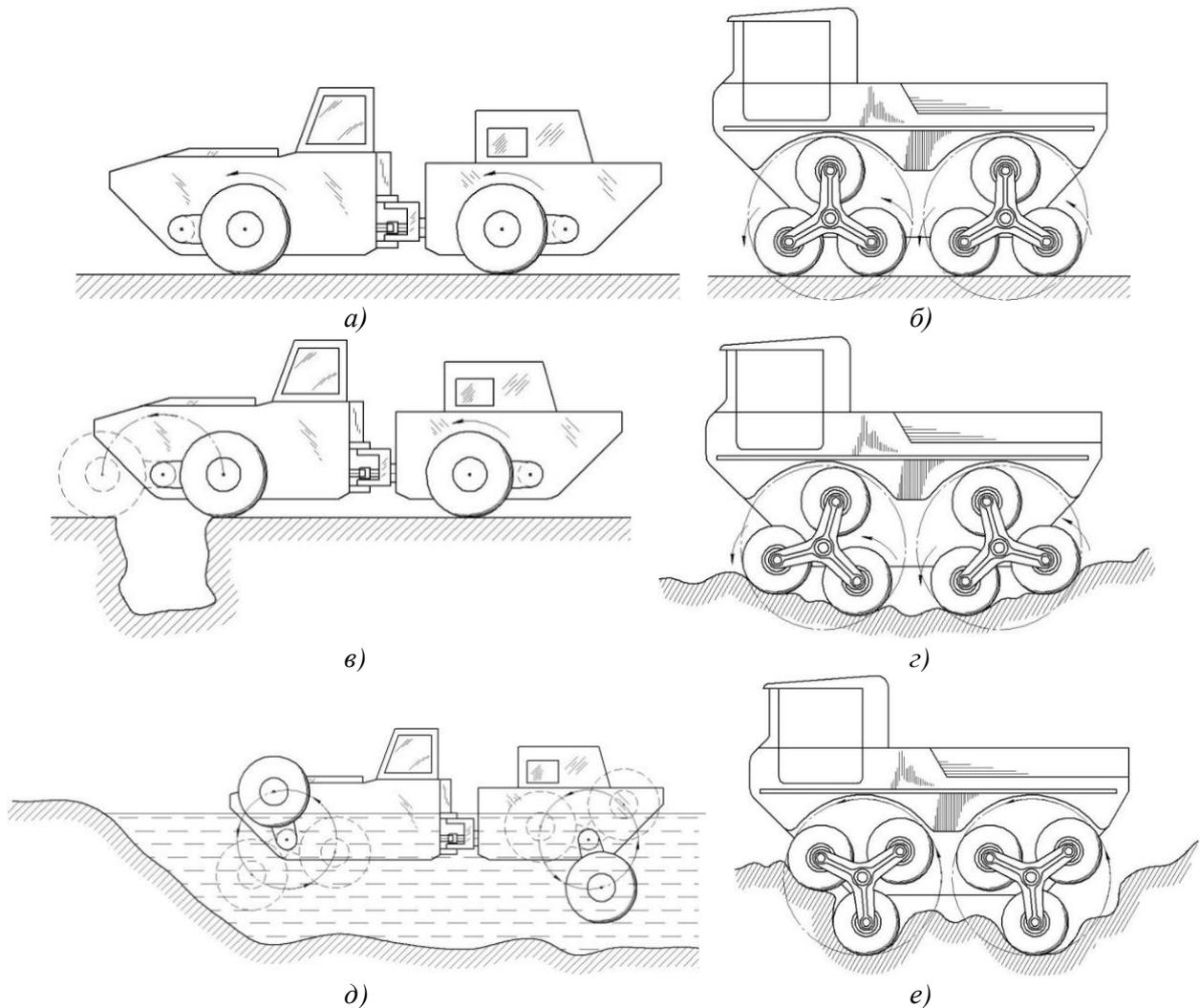


Рисунок 1.22 – Режимы работы колесно-шагающих двигателей

- a, б* – привод к колесам амфибии; *в* – преодоления препятствия двигателем типа Го-девиль;
- з* – преодоление незначительных неровностей планетарно-колесным двигателем;
- д* – преодоление водных преград двигателем типа Го-девиль;
- е* – преодоление препятствий планетарно-колесным двигателем

Для передвижения по мягким грунтам или воде используют так же роторно-винтовые двигатели (рис. 1.23). Такие двигатели универсальны и обеспечивают большой объем водоизмещения. Однако такой тип двигателя не может перемещаться по твердым поверхностям [1].

Подробная классификация ВД приведена в приложении А на рисунке А.2.



Рисунок 1.23 – Роторно-винтовой снегоболотоход ЗИЛ-29061  
поисково-спасательного комплекса 490 «Синяя птица»

Проведенный обзор и анализ ВД АМ позволяет определить критерии для выбора оптимального типа ВД для самоходного парома. К таким критериям относятся диаметр ВД, сила тяги, требуемая мощность на привод ВД и КПД. Критерием выбора ВД является также обеспечение требований его защищенности, минимальной массе и уровню шума, ремонтпригодности и т.д.

Предпочтительным типом ВД для тихоходных ТС преодоления водных преград является ГВ в кольцевой насадке из-за его больших значений КПД и обеспечении маневренности при малых скоростях движения техники. ГВ обладают достоинствами перед другими движителями для плавающей тихоходной техники, так как они обеспечивают высокий уровень КПД, просты в эксплуатации и конструкции, обладают меньшей массой.

### **1.3 Аналитический обзор работ по моделированию рабочих процессов в водоходных движителях**

Движение АМ по воде при преодолении водной преграды сопровождается различными гидродинамическими процессами, которые характеризуют такие водоходные свойства АМ, как ходкость, маневренность, проходимость во время

спуска на воду и выходе на берег и др. Эти процессы обусловлены взаимодействием работающих ВД с элементами корпуса и ходовой части плавающей техники в водной среде. Многообразие конструктивно-компоновочных схем и эксплуатационных факторов определяет разнообразие методик моделирования и расчета параметров гидродинамических процессов, сопровождающих движение АМ на воде.

Так как сила тяги для рабочего процесса ВД является одним из основных параметров и определяется по кривой сопротивления корпуса, поэтому перед расчетом параметров ВД необходимо с максимальной точностью определить буксировочное сопротивление плавающей машины.

Определение значения сопротивления корпуса с помощью традиционных методик [29, 30–32] начинается с определения смоченной поверхности судна. Расчет смоченной поверхности проводится по различным методикам, и выбор расчетных зависимостей определяется типом судна (пассажирское, скоростное, транспортное, промысловое, рыбодобывающее судно и т.д.). Сопротивление корпуса определяется по формулам:

$$R = R_F + R_{VP} + R_W + R_{AP}, \quad (1.1)$$

где  $R_F$  – сопротивление трения,  $R_{VP}$  – сопротивление формы;  $R_W$  – волновое сопротивление,  $R_{AP}$  – сопротивление выступающих частей.

$$R_f = (\zeta_{f10} \cdot K + \zeta_{\Pi}) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \frac{\Omega}{2}, \quad (1.2)$$

где  $\zeta_{f10}$  – коэффициент трения,  $K$  – коэффициент влияния кривизны на трения,  $\zeta_{\Pi}$  – надбавка на шероховатость наружной обшивки,  $\rho$  – плотность воды,  $V$  – скорость движения по воде,  $\Omega$  – площадь смоченной поверхности.

$$R_C = (C_{oc} + C_{TC} + \Delta C_{TC} + C_{вч} + C_B) \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2} \cdot S_e, \quad (1.3)$$

где  $C_{oc}$  – коэффициент остаточного сопротивления,  $C_{TC}$  – коэффициент сопротивления трения эквивалентной гидродинамически гладкой пластины,  $\Delta C_{TC}$  – коэффициент влияния шероховатости,  $C_{вч}$  – коэффициент сопротивления

выступающих частей,  $C_B$  – коэффициент воздушного сопротивления;  $S_e$  – смоченная поверхность судна.

Определение буксировочного сопротивления корпуса по формулам (1.1)-(1.3) позволяет обеспечить хорошую сходимость результатов только для судов, у которых корпус является хорошо обтекаемым телом. Использование этих формул при расчете сопротивления корпуса АМ приведет к большой погрешности расчета, так как при определении смоченной поверхности корпуса используются эмпирические зависимости, полученные по результатам испытания различных типов судов.

Хорошую сходимость результатов определения буксировочного сопротивления с опытными данными дают зависимости, описанные в работах [6, 15, 24, 33–35], посвященные конструированию и расчету АМ.

В работе [6] описывается процесс обтекания жидкостью корпусов плавающих машин, описаны составляющие сил сопротивления воды движению машины: сопротивление трения, сопротивление формы, волновое сопротивление. Даются рекомендации по улучшению гидродинамических форм АМ для увеличения скорости движения по воде.

В [24] проведен анализ результатов модельных и натурных испытаний плавающих колесных и гусеничных машин. Показано, что сопротивление трения во всем диапазоне скоростей составляет 10-12% полного сопротивления на плаву, волновое сопротивление начинает сказываться при скоростях выше 6 км/ч, а сопротивление формы является основным видом сопротивления (до 60-80%). Исследовано влияние мелководья и дифферента на сопротивление корпусов. При глубине воды в 1,5-2 осадки машины сопротивление трения и формы увеличивается на 10-15%, а с целью уменьшения сопротивления на плаву определен оптимальный ходовой дифферент машины – не более 2°. Даны эмпирические формулы для определения сопротивления гусеничных машин: зависимость, предложенная Л. Г. Бархударовым и В. В. Кисилевским (1.4), и зависимость, предложенная П. В. Аксеновым и Ю. А. Кононовичем (1.5).

$$R_6 = \alpha \cdot S \cdot v^{2+\beta \cdot v}, \quad (1.4)$$

где  $S$  – площадь сечения корпуса и ходовой части машины, находящиеся ниже уровня ватерлинии, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  и  $\beta$  – опытные безразмерные коэффициенты;  $v$  – относительная скорость танка, м/с.

$$R_{\text{г}} = (60 \cdot Fr^2 - 30 \cdot Fr + 6,35) \cdot S \cdot v^2, \quad (1.5)$$

где  $v$  – скорость танка, км/ч;  $Fr$  – число Фруда:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}},$$

где  $v$  – скорость потока;  $L$  – характерный линейный размер;  $g$  – сила тяжести.

Расчетная зависимость, изложенная в работе [15], при расчете сопротивления корпуса позволяет учитывать тип ходовой части АМ при помощи различных эмпирических коэффициентов:

$$R_{\text{г}} = k_{\text{хч}} \cdot \rho \cdot F \cdot v^2, \quad (1.6)$$

где  $k_{\text{хч}}$  – коэффициент ходовой части;  $F$  – площадь поперечного сечения корпуса ниже уровня ватерлинии.

В статье [33] проведено сравнение методик [24] и [15] расчета сопротивления плавающих машин. Выявлена сходимость данных методик для расчета машин с гусеничной ходовой частью, определен поправочный коэффициент для расчетной формулы из [24] при расчете колесной техники, который позволяет без большого объема вычислений определить сопротивление корпуса колесной машины с достаточной точностью.

В работе [34] представлена методика расчета сопротивления понтонно-мостового парка. Приведены значения коэффициентов сопротивления плавучих опор, звеньев мостов-лент и паромов в зависимости от их схемы, носовых и кормовых обводов и отношения длины понтона к его ширине, полученные эмпирическим путем. Сопротивление понтона, отнесенное к его длине, предлагается рассчитывать по формуле, предложенной В. И. Савельевым:

$$R_{\text{уд}} = \xi_0 \cdot k \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2} \cdot T \cdot \left( \frac{m \cdot n \cdot T}{h^4} + 1 \right), \quad (1.7)$$

где  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления одиночной плавучей опоры на глубокой воде;  $m$  – коэффициент пропорциональности;  $n$  – коэффициент, учитывающий

влияние ширины понтонного моста;  $k$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости течения;  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $U$  – средняя скорость течения по «живому сечению» реки;  $T$  – средняя осадка понтонного моста при центральной нагрузке.

Влияние различных факторов на сопротивление корпуса наиболее подробно описывается в работе [35], где автором приводятся несколько формул для расчета сопротивления корпусов плавающих машин. Расчет сопротивления корпуса для колесных машин предлагается вести по формулам (1.8) и (1.9), для гусеничных – по формулам (1.10) и (1.11).

$$R_{\zeta} = (9,1228 \cdot 10^{-3} + 1,6137 \cdot Fr_l^{2,7}) \cdot G; \quad (1.8)$$

$$R_{\zeta} = (0,05 + 3,183 \cdot Fr_V^{2,5}) \cdot G; \quad (1.9)$$

$$R_{\zeta} = (5,618 \cdot 10^{-3} + 1,074 \cdot Fr_l^{2,5}) \cdot G; \quad (1.10)$$

$$R_{\zeta} = (0,013 + 3,0946 \cdot Fr_V^{2,5}) \cdot G, \quad (1.11)$$

где  $G$  – сила тяжести амфибии;  $Fr_V$  – число Фруда по водоизмещению;  $Fr_l$  – число Фруда по длине ватерлинии.

Зависимости (1.8) – (1.11) получены путем обработки зависимостей сопротивления воды для выборок корпусов определенных групп АМ. Расчеты по этим формулам удобно проводить на этапе эскизного проектирования, когда известна масса АМ или ее длина по ватерлинии. При этом расчет проводится для постоянной глубины воды около 6-8м.

Наиболее точное значение сопротивления воды определяется по формуле (1.12) и (1.13), за счет того, что позволяют учесть не только площадь погруженной части машины, но и влияние глубины на сопротивление АМ:

$$R_{\zeta} = k_h \cdot \rho \cdot F \cdot v^{2+0,2 \cdot Fr_l}, \quad (1.12)$$

где  $k_h$  – коэффициент, который учитывает влияние на сопротивление таких факторов, как геометрию корпуса, элементов ходовой части и глубину воды.

$$k_h = e^{(T_0/h)} \cdot \sin(\alpha \pm \psi_d),$$

где  $T_0$  – осадка машины;  $h$  – глубина водной преграды;  $\alpha$  – угол наклона нижней части корпуса;  $\psi_d$  – угол дифферента АМ;

$F$  – площадь поперечного сечения погруженной части машины, определяется по формуле:

$$F = 0,5 \cdot B \cdot (T_H + T_K) + 2 \cdot b \cdot (T_0 - 0,5 \cdot (T_H + T_K)),$$

где  $B$  – ширина АМ;  $T_H$  – углубление корпуса носовой части;  $T_K$  – углубление корпуса кормовой части;  $b$  – ширина СД.

$$R_{\sigma} = 0,5 \cdot k_h \cdot \rho \cdot (c_{\text{хч}} \cdot F_{\text{хч}} + c_{\text{вк}} \cdot F_K + k_w \cdot F_{wl}^4) \cdot v^2, \quad (1.13)$$

где  $c_{\text{хч}}$  – коэффициент, учитывающий влияние ходовой части ( $c_{\text{хч}} = 1,28$ );  $c_{\text{вк}}$  – коэффициент, учитывающий вязкостное сопротивление корпуса ( $c_{\text{вк}} = 0,54$ );  $k_w$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости на волновое сопротивление ( $k_w = 1,2$ );  $k_h$  – коэффициент, учитывающий влияние мелководья, определяется по формуле:

$$k_w = 1,723 \cdot (h/T_0)^{-0,4};$$

$F_{\text{хч}}$  – площадь поперечного сечения ходовой части, определяется по формуле:

$$F_{\text{хч}} = 2 \cdot b \cdot l,$$

где  $l$  – высота СД;

$F_K$  – площадь поперечного сечения корпуса, определяется по формуле:

$$F_K = 0,5 \cdot B \cdot (T_H + T_K);$$

$F_{wl}$  – площадь ватерлинии, определяется по формуле:

$$F_{wl} = B \cdot L,$$

где  $L$  – длина АМ.

В рассмотренных выше работах [6, 15, 24, 33–35] расчет буксировочного сопротивления корпуса АМ предлагается вести с помощью эмпирических формул. Приведенные экспериментальные зависимости (1.4) – (1.13) позволяют достаточно быстро определить значение сопротивления корпуса, но хорошую сходимость результата дают только для ограниченного типоразмера машин (с гусеничным или колесным движителем), что требует использование соответствующей зависимости при предварительном расчете.

В статьях [36–39] проведен расчет водоходных качеств и запасов плавучести гусеничной и колесной техники различными методиками. Для расчетов

использованы *3D-CAD* модели АМ для точного определения геометрических характеристик плавающих машин, но использование эмпирических зависимостей не позволяет получить требуемую точность результатов вычисления.

В работах [40–51] основное внимание уделено численному моделированию трехмерного течения обтекания корпуса АМ при помощи *CAE*-программ. Использование пакетов трехмерного численного моделирования позволяет не только максимально достоверно определить значение сопротивления корпуса, но и визуально оценить волнообразование при движении машины, определить места срывов потока, оценить поля и вектора скорости в плоскости расположения ВД и т.д. В то же время в этих публикациях не раскрыты вопросы, посвященные влиянию работы ВД на буксировочное сопротивление корпуса.

Поскольку наибольшее распространение среди АМ находят ККР с использованием ГВ, то целесообразно рассматривать сложное гидродинамическое взаимодействие элементов корпуса и СД АМ с ГВ. В результате такого взаимодействия основные характеристики ГВ (при работе за корпусом машины) существенно отличаются от соответствующих характеристик этого же винта в свободной воде из-за «затенения» корпусом, поэтому при его проектировании необходимо закладывать воздействие корпуса на работу винта. Анализ научной периодики, методик, работ и публикаций, посвящённых определению основных параметров рабочего процесса ГВ в целом идентичны, и различаются методами определения значений коэффициентов взаимодействия элементов корпуса с ВД.

В работах, посвященных расчету параметров рабочего процесса ГВ, взаимодействие винта с корпусом предлагается учитывать при помощи коэффициента попутного потока и коэффициента засасывания.

Коэффициент попутного потока и коэффициент засасывания определяется по формулам, предложенным Э. Э. Папмелем [23, 29, 52, 53].

$$\omega = 0,165 \cdot \delta \cdot \sqrt[3]{\sqrt{V}/D} - 0,1 \cdot \left( \frac{v}{\sqrt{gL}} - 0,2 \right), \quad (1.14)$$

где  $\delta$  – коэффициент полноты водоизмещения;  $x$  – показатель степени:  $x = 1$ , если винт установлен в диаметральной плоскости;  $x = 2$ , если винты установлены у бортов кормы;  $V$  – объемное водоизмещение плавающего средства, м<sup>3</sup>;  $D$  – диаметр ГВ, м;  $v$  – скорость хода плавающего средства, м/с;  $L$  – длина плавающего средства, м.

Коэффициент засасывания:

$$t = 1 - \frac{R_x}{F_y}, \quad (1.15)$$

где  $F_y$  – упор движителя, Н;  $R_x$  – сила сопротивления воды движению, Н.

В работе [54] коэффициент взаимодействия корпуса и ГВ предлагается определять по формулам (1.16)-(1.23).

Коэффициент попутного потока для ГВ в диаметральной плоскости:

$$\psi_{\Pi} = 0,5 \cdot \delta - 0,1; \quad (1.16)$$

$$\psi_{\Pi} = 0,5 \cdot \delta - 0,05, \quad (1.17)$$

где  $\delta$  – коэффициент общей полноты судна.

Коэффициент попутного потока для ГВ, расположенных по бокам корпуса:

$$\psi_{\Pi} = 0,5 \cdot \delta - 0,15; \quad (1.18)$$

$$\psi_{\Pi} = 0,55 \cdot \delta - 0,2. \quad (1.19)$$

Коэффициент засасывания по формуле Э. Э. Папмеля:

$$t = \frac{t_0}{s_1}, \quad (1.20)$$

где  $s_1$  – скольжение относительно шага нулевого упора,  $t_0$  – коэффициент засасывания на швартовом режиме, определяемый по формуле:

$$t_0 = k_T \cdot \psi_{\Pi},$$

где  $k_T$  – коэффициент, зависящий от характера обработки лопастей винта.

Коэффициент засасывания для судов с двумя ГВ предлагается определять по формулам:

$$t = 0,25 \cdot \psi_{\Pi} + 0,14; \quad (1.21)$$

$$t = 0,7 \cdot \psi_{\Pi} + 0,06; \quad (1.22)$$

Кроме коэффициентов взаимодействия корпуса с ГВ в [54] предлагается учитывать влияние рулевого устройства на параметры рабочего процесса винта:

$$i_p = 1 + k_p \cdot \sqrt{s_1}, \quad (1.23)$$

где  $k_p$  – коэффициент, выбираемый из по таблицы 1.1

Таблица 1.1 – Значения коэффициента  $k_p$

$e/b$	0,1			0,2		
$a/D$	0,1 – 0,2	0,3	0,4	0,1 – 0,2	0,3	0,4
$k_p$	0,12	0,07	0,02	0,2	0,12	0,04

Формулы (1.11) – (1.23) получены путем проведения экспериментов с обтеканием корпусов судов, которые имеют хорошо обтекаемую форму. При применении этих формул для АМ расчетные значения коэффициентов будут иметь значительную погрешность, из-за которой проводятся модельные или натурные испытания для уточнения значений коэффициента попутного потока и коэффициента засасывания.

Определение коэффициента попутного потока и коэффициента засасывания в [15, 35, 55] предлагается вести по формулам (1.24) и (1.25).

Коэффициент попутного потока:

$$\psi_{\Pi} = \frac{v - v_p}{v}, \quad (1.24)$$

где  $v$  – скорость невозмущенного потока воды;  $v_p$  – скорость потока в месте расположения ГВ.

Коэффициенты попутного потока  $\psi_{\Pi}$  для АМ с гусеничным типом СД равен 0,15-0,25; с колесным СД – 0,25-0,45. Большие значения  $\psi_{\Pi}$  необходимо применять при использовании перед ВД элементов, затеняющих лопастную машину (различные ребра жесткости, защитные решетки и т.д.). приведенные значение  $\psi_{\Pi}$  позволяют наиболее точно определить воздействие корпуса на ГВ плавающей машины.

Коэффициент засасывания:

$$t_3 = \frac{\Delta R}{P}, \quad (1.25)$$

где  $\Delta R$  – дополнительное сопротивление воды (сила засасывания), вызванное работой ГВ;  $P$  – упор ГВ.

Значения коэффициента  $t_3$  для АМ с гусеничным типом СД равен 0,2-0,26; с колесным СД – 0,25-0,3. Если ГВ расположены ниже основной плоскости или на удалении от корпуса на расстояние не менее половины диаметра ГВ, коэффициент засасывания принимается равным нулю.

Поскольку элементы корпуса и ходовой части АМ оказывают существенное воздействие на поток, влияние этого возмущенного потока на параметры ВД в работах [15, 35] предлагается учесть с помощью коэффициентов неравномерности потока на упор (1.26), на момент винта (1.27) и на КПД винта (1.28):

$$i_1 = k_1/\bar{k}_1; \quad (1.26)$$

$$i_2 = k_2/\bar{k}_2; \quad (1.27)$$

$$i = i_1/i_2. \quad (1.28)$$

Коэффициенты (1.26) – (1.28) зависят от различных факторов возмущения потока, и равны  $i_1 = 0,9 \dots 0,97$ ,  $i_2 = 1,5 \dots 1,15$ ,  $i = 0,84 \dots 0,92$ .

Значение коэффициентов попутного потока, засасывания и неравномерности потока в работах [15, 35] получены экспериментальным путем для АМ, что позволяет рассчитывать параметры ГВ плавающей техники более точно. В то же время приведенные значения коэффициентов дают допустимую погрешность только для ограниченной выборки АМ, при выходе за рамки которой погрешность будет увеличиваться.

Ряд публикаций [56–59] посвящены численному моделированию совместной работы корпуса судна и ГВ. Проводится анализ значений коэффициентов взаимодействия движителя и корпуса, их сравнение с экспериментальными данными. Погрешность результатов численного моделирования минимальна, что говорит о необходимости проведения подобных работ для АМ, которые позволят анализировать влияние неравномерности потока, элементов ходовой части и корпуса на параметры рабочего процесса ВД.

Анализ работ, посвященных моделированию течения в ВД АМ и расчету основных параметров рабочего процесса ГВ показывает, что моделирование

параметров рабочего процесса, сопровождающих функционирование АМ на водных преградах должно описывать процессы взаимодействия корпуса паромной техники с ВД. Большая часть публикаций в этой области не уделяет достаточного внимания численному моделированию взаимодействия корпуса паромной техники с ВД и не учитывает влияние неравномерности потока на параметры ГВ, вызванные элементами корпуса и ходовой части АМ, что не позволяет с минимальной погрешностью использовать предлагаемую авторами математическую модель при расчете характеристик ВД АМ.

Таким образом, актуальными задачами при создании перспективных образцов АМ являются повышение его водоходных характеристики путем оптимизации параметров совместной работы системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель», снижение объемов и времени модельных испытаний и разработка методики (рекомендаций) проектирования плавающих средств для преодоления водных преград.

#### **1.4 Постановка цели и задач**

Обзор технических средств для преодоления водных преград, анализ конструктивно-компоновочных схем ВД и аналитический обзор работ, посвященных моделированию рабочих процессов в ВД определить основные направления исследований.

Целью работы является совершенствование рабочих процессов и повышение эффективности ВД самоходных паромов, что позволит повысить эффективность работы системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель». Достижение поставленной цели работы подразумевает решение следующих задач:

1. Анализ проблем моделирования рабочих процессов, протекающих в ВД АМ.
2. Расчет рабочих процессов системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» самоходного парома.

3. Верификация результатов численного моделирования ВД самоходных паромов;
4. Разработка методики моделирования параметров ВД.

### **Выводы по главе 1**

Выполнен обзор ТС преодоления водных преград, приведена их классификация. Проанализированы схемные решения АМ, определены достоинства и недостатки рассматриваемых схем. Определены требования к схемным решениям перспективных образцов паромной техники грузоподъемностью не менее шестидесяти тонн.

Рассмотрены схемные и конструктивные исполнения ВД плавающих машин. Проведен анализ конструкций, в результате которого для перспективной паромной машины в качестве ВД определен ГВ в кольцевой насадке, поскольку подобный тип ВД позволяет увеличить значение силы тяги до 20-50% при неизменных значениях мощности силовой установки.

Проведен обзор работ, посвященных моделированию и исследованию рабочих процессов в ВД, определению параметров взаимодействия корпуса и ГВ. Определено, что большая часть публикаций в этой области при моделировании параметров ВД АМ не учитывает многообразие схемных и конструктивных решений, компоновочных особенностей плавающей техники и не уделяет достаточного внимания численному моделированию взаимодействия корпуса паромной техники с ВД, не учитывает влияние неравномерности потока на параметры ГВ, вызванные элементами корпуса и ходовой части АМ. Таким образом, перспективным направлением работ по моделированию системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» является совместный расчет ВД с корпусом АМ методами численного моделирования, что позволит моделировать рабочие процессы, с учетом специфических особенностей самоходных паромов, с целью повышения скоростных и гидродинамических характеристик ТС при прохождении водных преград.

Результатом выполненного анализа явилось формирование цели и основных направлений научных исследований.

## ГЛАВА 2. РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

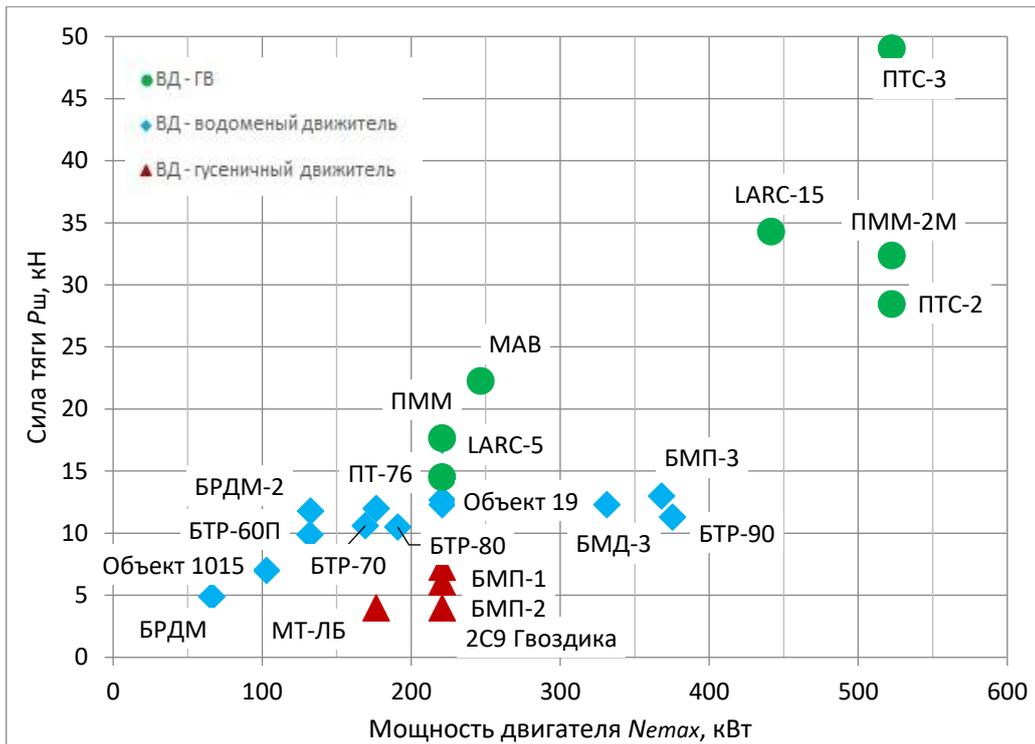
Расчет и моделирование параметров рабочего процесса ВД АМ позволяет рассчитать поля давлений и вектора скоростей, провести детальный анализ взаимодействия корпуса самоходного парома и его ВД, что в конечном итоге позволит провести идентификацию основных параметров системы «корпус – водоходный движитель», которые позволят существенно улучшить гидродинамические характеристики паромной техники, повысить скоростные и маневровые характеристики машин подобного класса.

### 2.1 Особенности протекания рабочих процессов в водоходных движителях самоходных паромов

Корпус и ВД движущегося по воде самоходного парома представляет собой единую систему «корпус – водоходный движитель». Между составляющими элементами этой системы возникает гидродинамическое воздействие, обусловленное отрывами потока жидкости от элементов корпуса и СД, возникновением различных вихрей, изменением вектора потока и полей скоростей. Таким образом, ВД, работающий вблизи корпуса в турбулентном потоке, имеет меньший КПД, момент и упор ГВ, относительно ВД, находящегося в свободной воде. В то же ВД, который работает у корпуса, увеличивает буксировочное сопротивление корпуса самоходного парома из-за изменения структуры потока вблизи корпуса.

В качестве ВД в АМ применяются ГВ, ГВ в насадке, водометы, колесные, гусеничные и роторно-винтовые движители. Сравнение основных характеристик ВД плавающих машин проводится с использованием таких безразмерных параметров, как отношение суммарной эффективной мощности двигателей к суммарной гидравлической площади, ометаемой лопастями ГВ ( $N_{e\ max}/S_{ВД}$ , кВт/м<sup>2</sup>), отношение силы тяги на швартовых к гидравлической площади винтов ( $P_{Ш}/S_{ВД}$ , кН/м<sup>2</sup>) и отношение силы тяги на швартовых к максимальной мощности

двигателя ( $P_{ш}/N_{e\max}$ , кН/кВт). Отношение суммарной эффективной мощности двигателей к суммарной гидравлической площади, ометаемой лопастями ГВ характеризует энергетическую нагруженность ВД, а отношение силы тяги на швартовых к гидравлической площади винтов и отношение силы тяги на швартовых к максимальной мощности двигателя определяют рациональность конструкции ВД. Результаты сравнения представлены в виде графиков на рисунках 2.1–2.3, где показаны параметры АМ различных классов и назначения.



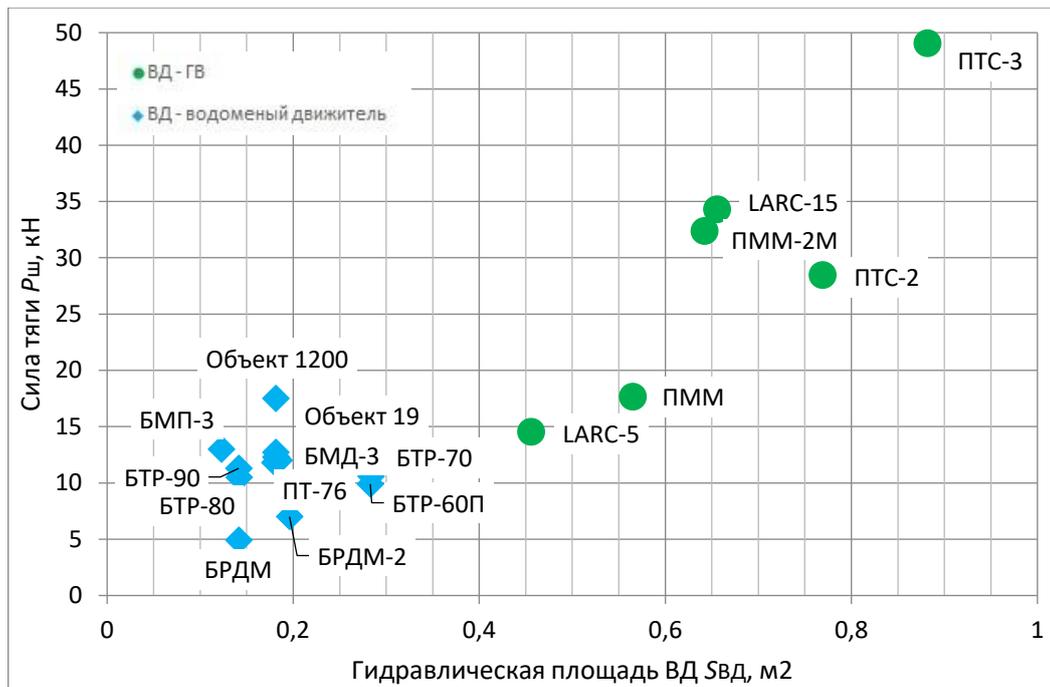


Рисунок 2.3 – Зависимость тяги ВД от гидравлической площади ВД

Анализ графиков показывает, что из приведенных типов ВД ГВ являются наиболее нагруженными. Это объясняется малыми значениями диаметра ГВ, который назначаются из требований проходимости и эксплуатации АМ. Малый диаметр и большая тяга ГВ, обусловленная буксировочным сопротивлением корпуса, приводят к росту коэффициента нагрузки  $\delta_p$  в пределах 10-15, что дает значения КПД в диапазоне 0,25-0,3 [35]. Это является одной из основных особенностей ГВ самоходных паромов. Исходя из этого, в процессе проектирования надо добиваться увеличения диаметра ГВ и формирования обтекаемых обводов корпуса паромной машины, что приведет к уменьшению коэффициента нагрузки.

Расположение ВД относительно корпуса также влияет на эффективную работу ГВ. От размещения движителя зависят неравномерность распределения скоростей по диску винта и не параллельность линий потока относительно оси винта. Эти условия важны для получения максимально возможного КПД на стадии проектирования движителя, исключения кавитации и повышенной вибрации элементов трансмиссии и корпуса самоходного парома.

Условия эксплуатации, когда машина входит в воду и выходит из воды, оказывают существенное влияние на рабочий процесс ВД, так как в этот момент

одновременно работают СД и ВД. Совместная одновременная работа двух типов движителей, из-за увеличения нагрузки на двигатель, приводит к уменьшению частоты вращения вала двигателя и уменьшению суммарной тяги обоих движителей. Степень уменьшения тяги СД и ВД показана на графике на рис. 2.4, полученная при проведении испытаний АМ с колесным СД [35].

Анализ графиков сил тяги, представленных на рис. 2.4, показывает, что при работе только ВД (ГВ) тяга составляет 6,3 кН при частоте вращения вала 1080 об/мин. При одновременной работе СД и ВД максимальная сила тяги на швартовых составляет 2,7 кН при уменьшении частоты вращения ГВ до 660 об/мин и частоты вращения колес до 105 об/мин. Выявлено, что при совместной работе СД и ВД сила тяги на 57% ниже, чем при работе только ГВ, при этом частота вращения ГВ уменьшается на 40%. Для улучшения протекания рабочих процессов при совместной работе обоих типов движителей необходима оптимизация распределения потока мощности между СД и ВД и их кинематическое согласование.

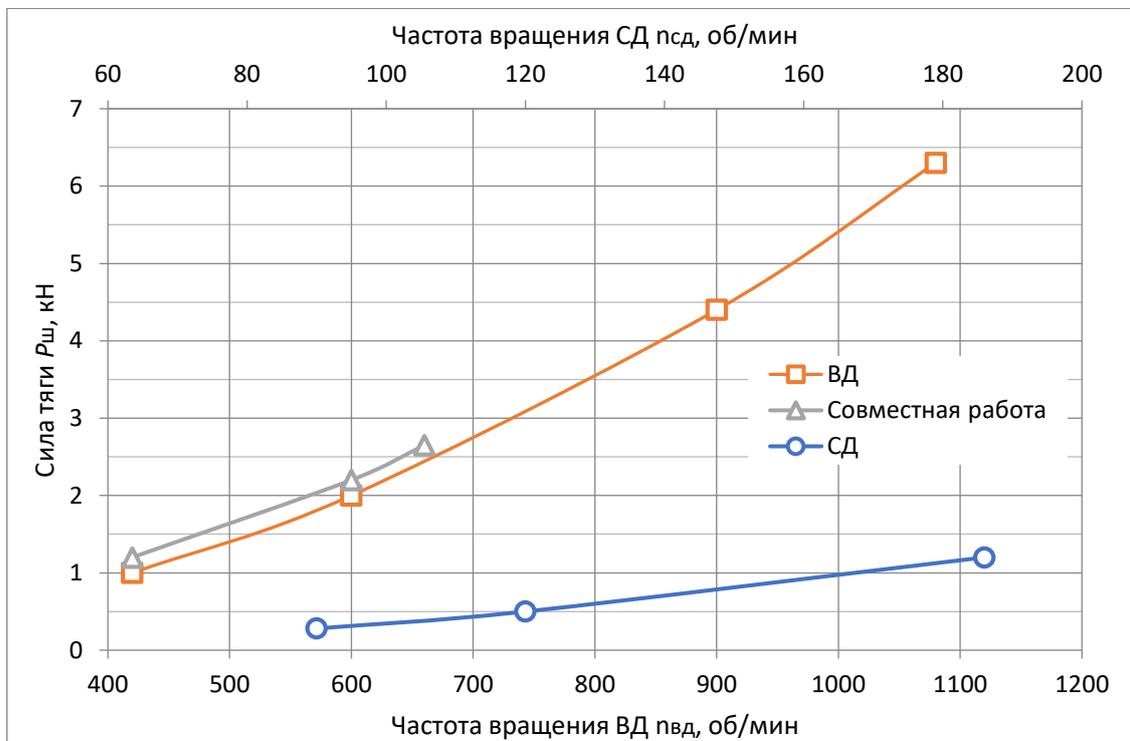


Рисунок 2.4 – Зависимость силы тяги от частоты вращения движителя

Описанные выше результаты анализа протекания рабочих процессов ВД АМ оказывают существенные влияния на силу тяги, развиваемый момент и КПД ГВ.

При использовании результатов моделирования рабочих процессов и последующем проектировании ВД АМ следует учитывать факторы, оказывающие существенное влияние на параметры рабочего процесса, а именно геометрию элементов корпуса и ходовую часть АМ, размещение ВД, максимально возможную мощность силовой установки и т.д., совместное решение которых позволит обеспечить высокие гидродинамические характеристики ГВ самоходных паромов.

## 2.2 Описание основных уравнений рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов

Для описания особенностей протекания рабочих процессов, обеспечивающих функционирование паромной техники, применяются основные уравнения гидродинамики: осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии, моделей турбулентности, кавитации.

1. Уравнения Навье-Стокса (уравнения импульсов) [60]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \Delta u + g_x, \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \Delta v + g_y, \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \Delta w + g_z, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где  $\partial v_i / \partial t$  – ускорения;  $\partial p / \partial x_i$  – силы давления;  $g_i$  – массовые силы;  $\eta \Delta v_i$  – вязкие силы, где  $\eta$  – кинематическая вязкость, определяемая по формуле:

$$\eta = \frac{\mu}{\rho},$$

где  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $\rho$  – плотность.

2. Уравнение неразрывности в сплошной несжимаемой среде [60]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (2.2)$$

3. Уравнение энергии [61]:

$$\rho \frac{d}{dt} \left( i + \frac{W^2}{2} \right) = \rho (\vec{R}\vec{W}) + \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{W} \left( \frac{\partial \vec{p}'_x}{\partial x} + \frac{\partial \vec{p}'_y}{\partial y} + \frac{\partial \vec{p}'_z}{\partial z} \right) + \rho \dot{q}_e + \mu D, \quad (2.3)$$

где  $\rho \frac{d}{dt} \left( i + \frac{W^2}{2} \right)$  – изменение энергии единицы жидкого объема в единицу времени;  $\rho (\vec{R}\vec{W})$  – работа массовых сил;  $\vec{W} \left( \frac{\partial \vec{p}'_x}{\partial x} + \frac{\partial \vec{p}'_y}{\partial y} + \frac{\partial \vec{p}'_z}{\partial z} \right)$  – работа вязких сил;  $\mu D$  – работа деформации элемента жидкости под действием сил вязкости;  $\rho \dot{q}_e$  – теплота, подведенная извне.

#### 4. Уравнения модели турбулентности [61].

В соответствии с предложением О. Рейнольдса рассматривать реальное турбулентное течение как некоторое усредненное движение и хаотическое пульсационное, можно записать:

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u'; \\ p &= \bar{p} + p'; \end{aligned} \quad (2.4)$$

С учетом зависимостей (2.4) уравнения Навье-Стокса (2.1) преобразуются к виду:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \eta \Delta \bar{u} - \frac{\partial (\overline{uu})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{uv})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{uw})}{\partial z}; \\ \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \eta \Delta \bar{v} - \frac{\partial (\overline{vu})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{vv})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{vw})}{\partial z}; \\ \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \eta \Delta \bar{w} - \frac{\partial (\overline{wu})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{wv})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{ww})}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Последние три слагаемых в правой части уравнений (2.5) отождествляются с турбулентными напряжениями, возникающими в потоке из-за пульсаций скорости:

$$\left( \tau_{\text{турб}} \right)_{xy} = -\rho \overline{u'v'} = \mu_{\text{турб}} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}, \quad (2.6)$$

где  $\mu_{\text{турб}}$  – коэффициент турбулентной вязкости.

В современных инженерных расчетах используются различные модели турбулентности: алгебраические (модели Себеси-Смита, Болдуина-Ломакса), с одним (модели Спаларта-Аллмареса, Секундова  $V_t-92$ ) или двумя

дифференциальными уравнениями (модели типа  $k$ - $\varepsilon$ ,  $k$ - $\omega$ ,  $SST$ ), модели напряжения Рейнольдса с нелинейными членами ( $DRSM$ ,  $ARSM$ ,  $EASRM$ ) [62].

Близкими к решению турбулентных напряжений и формированию определенной системы уравнений для моделирования рабочих процессов ВД самоходных паромов, являются модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  и  $k$ - $\omega$ . В  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентная вязкость рассчитывается [63]:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.7)$$

где  $C_\mu$  – константа диссипации;  $k$  – кинетическая энергия турбулентного потока:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}, \end{aligned}$$

где  $P_k$  – образование турбулентной кинетической энергии за счет сил вязкости;  $P_{kb}$  – влияние сил плавучести;  $\sigma_k$  – турбулентное число Прандтля для  $k$ ;  $\varepsilon$  – скорость рассеяния (диссипации) турбулентной энергии:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + \\ & \quad + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}), \end{aligned}$$

где  $\sigma_\varepsilon$  – турбулентное число Прандтля для  $\varepsilon$ ;  $P_{\varepsilon b}$  – влияние сил плавучести;  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$  – эмпирические константы (табл. 2.1).

Таблица 2.1 – Константы модели  $k$ - $\varepsilon$

Константа	$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Значение	0,09	1,44	1,92	1,0	1,3

В  $k$ - $\omega$  модели турбулентная вязкость определяется:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}, \quad (2.8)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентного потока;  $\omega$  – удельная скорость диссипации турбулентной энергии:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\omega)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\omega)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\omega)}{\partial z} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial z} \right] + \\ & \quad + \alpha \frac{\varepsilon}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b}, \end{aligned}$$

где  $\beta'$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$  – эмпирические константы (табл. 2.2)

Таблица 2.2 – Константы модели  $k$ -  $\omega$

Константа	$\beta'$	$\alpha$	$\beta$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$
Значение	0,09	5/9	0,075	2,0	2,0

## 5. Уравнения модели кавитации.

При численном моделировании кавитационного массопереноса используется уравнение Рэлея-Плессета, описывающая динамику роста пузырька. Без учета вязкости уравнение имеет вид [63]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (2.9)$$

где  $R_B$  – радиус пузырька;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром;  $\rho_f$  – плотность жидкости;  $p_v$  – давление пара в пузырьке;  $p$  – давление жидкости, окружающей пузырек.

Пренебрегая членами второго порядка (поскольку скорость роста пузырька является постоянной), и поверхностным натяжением (ввиду его малого значения) уравнение (2.9) принимает вид:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}}, \quad (2.10)$$

С учетом (2.10) скорость массопереноса между жидкой и газовой фазой определяется как:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p), \quad (2.11)$$

где  $F$  – эмпирический коэффициент (разный для парообразования и конденсации);  $r_g$  – объемная доля пара;  $\rho_g$  – плотность газа.

Несмотря на то, что уравнение (2.11) является общим для конденсации и парообразования, его необходимо преобразовать для учета изменения скорости парообразования. в уравнении (2.11) объемная доля пара  $r_g$  заменяется на  $r_{nuc}(1 - r_g)$ , что приводит уравнение к виду:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_f}} gn(p_v - p), \quad (2.12)$$

где  $r_{nuc}$  – объемная доля зародышеобразования.

Использование предложенных основных уравнений гидродинамики при моделировании рабочего процесса ВД самоходных паромов позволяет определить интегральные характеристики и распределение локальных параметров в системе «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель». Решение уравнений гидродинамики проводится автоматически в модуле *CFX-Solver* методами численного моделирования газовой динамики. Результатами численного трехмерного моделирования являются распределение векторов скорости, концентрации пара и воды, давления.

### 2.3 Расчет параметров и моделирование корпуса самоходного парома

Обзор существующих паромно-мостовых машин, используемых в настоящее время в инженерных войсках различных стран (Россия, Германия, Великобритания, Китай, США, Франция, Турция), показывает наличие общего подхода к созданию самоходных паромов, когда необходимо вписаться в транспортные габариты для перевозки подобной техники различными видами транспорта, в том числе и воздушным, в сочетании с обеспечением максимальной грузоподъемности этой техники. При разработке АМ предъявляются порой противоречащие друг другу требования, для соответствия которым необходимо искать компромиссные решения для обеспечения заданных тактико-технических характеристик. Анализ

ТС преодоления водных преград, проведенный в главе 1 показывает, что наиболее распространенной формой современных паромно-мостовых машин являются самоходные паромы с водоизмещающими корпусами, гусеничным или колесным СД, ГВ в кольцевой насадке в качестве ВД и с поперечным раскрытием понтонов по отношению к оси машины.

Проработка расчетных схем и ККР паромной машины начинается с анализа технического задания и аналитического обзора существующих машин аналогичного класса, их условия эксплуатации. Также прорабатываются масса и габаритные размеры, различные способы загрузки-разгрузки груза, удобство технического обслуживания и ремонта, выбор типа СД и ВД, допустимые нагрузки на грунт СД и требуемые характеристики ВД. Рассматривается возможность унификации узлов создаваемой машины с серийно производящейся техникой, с целью снижения затрат. Проработка ККР АМ необходима для определения исходных параметров с целью проведения предварительных расчетов и создания трехмерных моделей для проведения последующего моделирования. Размеры, определяемые при проработке компоновочных схем АМ, представлены на рис. 2.5.

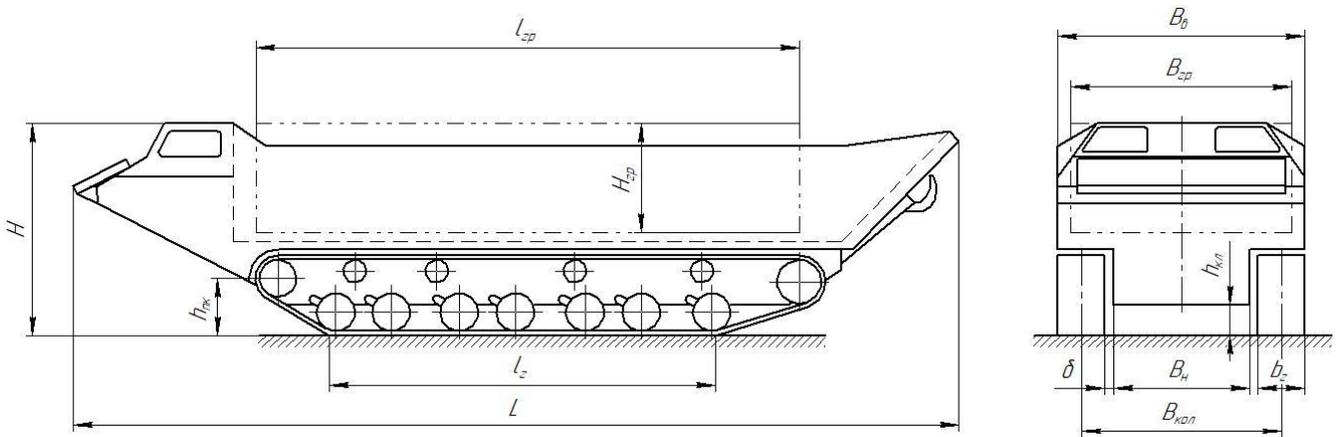


Рисунок 2.5 – Основные размеры, определяемые в процессе компоновки АМ

Определение основных размеров АМ проводится путем решения противоречивых требований, предъявляемых к паромной технике, где, с одной стороны, размеры ограничивают транспортными габаритами для возможности перевозки АМ различными видами транспорта, с другой – увеличение габаритных

размеров ведет за собой улучшение ходовых характеристик и повышение грузоподъемности самоходных паромов.

Ширина машины регламентируется условиями ее транспортировки. Ширину машины в нижней и верхней частях можно определить исходя из максимальной ширины, выбранной из условия регламентируемых ограничений. Ширина верхней части меньше или равна максимально допустимой регламентируемой ширине (2.13), в нижней – шириной гусеничной ленты и конструктивным зазором между гусеничным движителем и корпусом (2.14).

$$B_B \leq B_{\text{ГП max}}, \quad (2.13)$$

где  $B_B$  – ширина верхней части машины;  $B_{\text{ГП max}}$  – максимальная ширина грузовой платформы для транспортировки техники.

$$B_H = B_{\text{ГП max}} - 2 \cdot (b_G + \delta), \quad (2.14)$$

где  $B_H$  – ширина нижней части машины;  $b_G$  – ширина гусеницы;  $\delta$  – зазор между корпусом и гусеницей.

Увеличение ширины нижней части  $B_H$  позволяет использовать ВД большего диаметра и повысить водоизмещение корпуса. Сделать это возможно при уменьшении зазора  $\delta$  и ширины гусеницы  $b_G$ , однако это может привести к большему давлению на поверхность земли, что ведет к меньшей проходимости АМ. Ширину верхней части машины принимают равным максимально допустимой ширине для улучшения свойств корпуса на воде, но это увеличивает сопротивление корпуса, что уменьшает скоростные характеристики паромной машины.

Максимально возможная длина машины определяется исходя из длины перевозимого груза  $l_{\text{гр}}$ , размеров кабины управления, конструкции ходовой части, а также зависит от полного водоизмещения АМ [35]. Для одиночной колесной машины максимально допустимая длина независимо от количества осей ограничена 12 м [26].

Определение контура корпуса в осевом направлении требует учета условий эксплуатации самоходного парома. Необходимо подобрать такие углы обводов передней и задней частей, которые позволят улучшить эксплуатационные характеристики паромной машины.

Максимально возможная высота машины определяется суммой ряда геометрических размеров (2.15):

$$H = h_{\text{дп}} + h_{\text{то}} + h_{\text{оу}} + h_{\text{кр}}, \quad (2.15)$$

где  $h_{\text{дп}}$  – дорожный просвет машины;  $h_{\text{то}}$  – высота трансмиссионного отделения;  $h_{\text{оу}}$  – высота отделения управления;  $h_{\text{кр}}$  – высота крыши кабины.

Максимально возможная высота машины ограничена возможностями транспортировки, но в то же время должна быть такой, чтобы уменьшить массу машины в сочетании с хорошим обзором при перемещении по водной и сухопутной средам.

От выбранной компоновочной схемы ходовой части самоходного парома и ее типа зависят проходимость, подвижность и маневренность паромной техники при движении по суше и на воде, плавность хода и длина машины, удобство ремонта.

При выборе колесного СД определяется минимальное количество осей машины по формуле:

$$n_{\text{min}} = \frac{m_{\text{м}}}{m_{\text{ос}}}, \quad (2.16)$$

где  $m_{\text{м}}$  – масса снаряженной машины;  $m_{\text{ос}}$  – допустимая максимальная масса на ось, которая регламентируется дорожно-законодательными ограничениями [64].

После расчета количества осей следует определения нагрузки, приходящейся на одно колесо. Исходя из этого, задается тип шины с учетом заданной проходимости, определяется диаметр шины при заданном давлении на грунт [26].

При выборе гусеничного СД его длина опорной поверхности определяется по формуле (2.17).

$$l_{\text{г}} = \frac{G}{2 \cdot q \cdot b_{\text{г}}}, \quad (2.17)$$

где  $G$  – вес машины с грузом;  $q$  – давление на грунт;  $b_{\text{г}}$  – принятая ширина гусеничного движителя.

Для обеспечения требуемой проходимости параметр  $l_{г}/B_{кол}$  должен находиться в диапазоне 1,6...1,8 [35].

На этапе определения длины опорной поверхности гусеничного движителя назначается величина дорожного просвета (не менее 0,4 м) [35, 65], рассчитываются параметры ходовой части. Для того, чтобы легче преодолевать высокие препятствия, необходимо задавать высоту оси ведущей звездочки (ленивца) в диапазоне 0,8...1 м [35, 65]. Для гусеничного СД желательно использовать проверенные технические решения, применяемые на различных образцах подобной техники с целью унификации.

Выбор места размещения трансмиссии определяется, в основном, назначением АМ. Компоновочные схемы трансмиссионного отделения во многом определяют центр масс плавающей техники, оказывающее влияние на ее дифферент. Влияние дифферента машины при численном моделировании параметров рабочего процесса позволяет получить картину течения потока жидкости, максимально приближенной к реальной. Основные варианты размещения трансмиссионного отделения представлены на рис. 2.6.

Схема, изображенная на рис. 2.6, *а* позволяет компактно разместить трансмиссионное отделение рядом с отделением управления, уменьшив размеры управляющих рычагов, при этом освободив место в кормовой части под ВД. Недостатками является большой шум в кабине, дифферент на нос во время движения по воде. Компоновочная схема, показанная на рис. 2.6, *б* лишена недостатков схемы, изображенной на рис. 2.6, *а*. Трансмиссионное отделение получается компактным, совмещенным с ВД, при этом всегда образуется дифферент на корму. Однако при такой компоновке становится невозможным использованием аппарели в кормовой части машины для погрузки груза, поэтому данная компоновка распространена на различных БТР и БМП. Схема на рис. 2.6, *в* позволяет получить грузовую платформу большой площади, но размещение двигателя в кормовой части машины усложняет компоновку ВД. Вариант компоновки, показанный на рис. 2.6, *г* за счет установки двигателя вблизи центра масс обеспечивает постоянный дифферент на корму и улучшает поворотливость

машины на плаву. Размещение узлов трансмиссии в передней части машины увеличивает грузовую платформу, при этом появляется возможность использовать кормовую аппарель для удобства загрузки груза. Рассматриваемая компоновка является наиболее удачной, и получила распространение на отечественных АМ.

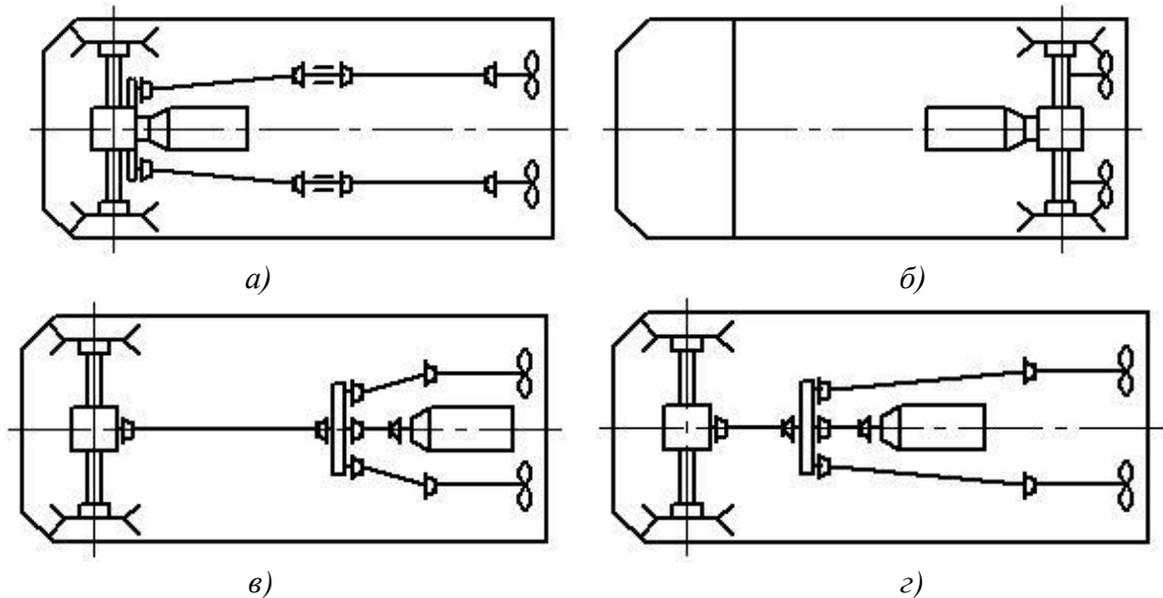


Рисунок 2.6 – Схемы общих компоновок гусеничных машин:

*а* – трансмиссионное отделение и двигатель в передней части; *б* – трансмиссионное отделение и двигатель в кормовой части; *в* – трансмиссионное отделение в передней части, двигатель в кормовой части; *г* – трансмиссионное отделение в передней части, двигатель в центре

Большое влияние на технические характеристики машины оказывает высота расположения грузовой платформы. При высоком расположении платформы центр масс машины ухудшает свойства машины на плаву и на суше, повышает общую массу машины и затрудняет условия погрузки и разгрузки перевозимых грузов.

Компоновочные схемы колесных АМ схожи с компоновочными решениями гусеничных машин, однако в них имеется возможность использовать несколько силовых установок (от одной силовой установки на борт до силовой установки на каждое колесо).

Если при компоновке платформа расположена низко, то устраняются недостатки, свойственные машине с высоким положением грузовой платформы. К недостатку компоновки с низким расположением платформы для транспортировки груза можно отнести невозможность осуществить выгрузку на берег из-за низкорасположенного пола. В данном случае разгрузку можно производить либо с

берега, либо в случае частичного нахождения АМ в воде, что может быть затруднено внешними условиями.

Расположение ВД относительно корпуса оказывает существенное влияние на параметры рабочего процесса, приводя к снижению силы тяги и КПД ВД.

Выбор места размещения ВД зависит от типа используемого движителя. Применение СД (колеса, гусеницы) в качестве ВД не вызывает серьезных изменений в компоновке АМ, добавляя небольшие конструктивные изменения (лопатки в диске колеса, гидродинамический кожух). При использовании водометных движителей их число и место расположения определяющим фактором является обеспечение более высоких пропульсивных показателей. Водометные движители в основном размещают в кормовой части. Один водомет устанавливают вдоль оси машины, при установке двух водометов стараются обеспечить их межцентровое расстояние между ними с целью улучшения маневренности амфибии на воде. Размещение водометного движителя внутри корпуса уменьшает водоизмещение машины, поэтому в последние десятилетия сформировалась тенденция размещения водомета снаружи в кормовой части вдоль бортов амфибии в пределах ее габаритов. ГВ являются наиболее распространенным типом ВД за счет высоких пропульсивных показателей и простоты конструкции. Устанавливают их в основном в кормовой части машины, в тоннелях или в кольцевой насадке, количество винтов – не превышает двух. Как и в случае с водометными движителями, в последние десятилетия ГВ стараются располагать вне корпуса, при этом во время передвижения по суше их гидравлическими механизмами поднимают в походное положение.

При разработке паромно-мостовых машин в большей степени рассматривались прочностные аспекты, технологичность изготовления и возможность ремонта в полевых условиях, без глубокой детальной проработки гидродинамики составных элементов этой техники, что, отчасти, вызвано противоречиями (обеспечение приемлемой гидродинамики влечет за собой потерю грузоподъемности, обеспечение требуемой грузоподъемности ведет к увеличению габаритов машины). На момент создания существующих паромных машин заложенные в них тактико-технические характеристики соответствовали требованиям своего времени. В современных условиях, когда имеется

необходимость повышения скорости преодоления водной преграды и увеличения грузоподъемности паромов, возникает вопрос оптимизации имеющихся конструктивно-компоновочных схем самоходных паромов или разработка принципиально новых паромно-мостовых машин, способных переправлять современные типы ОБТ, которые в последние десятилетия имеют тенденцию к увеличению массы (рис. 2.7).

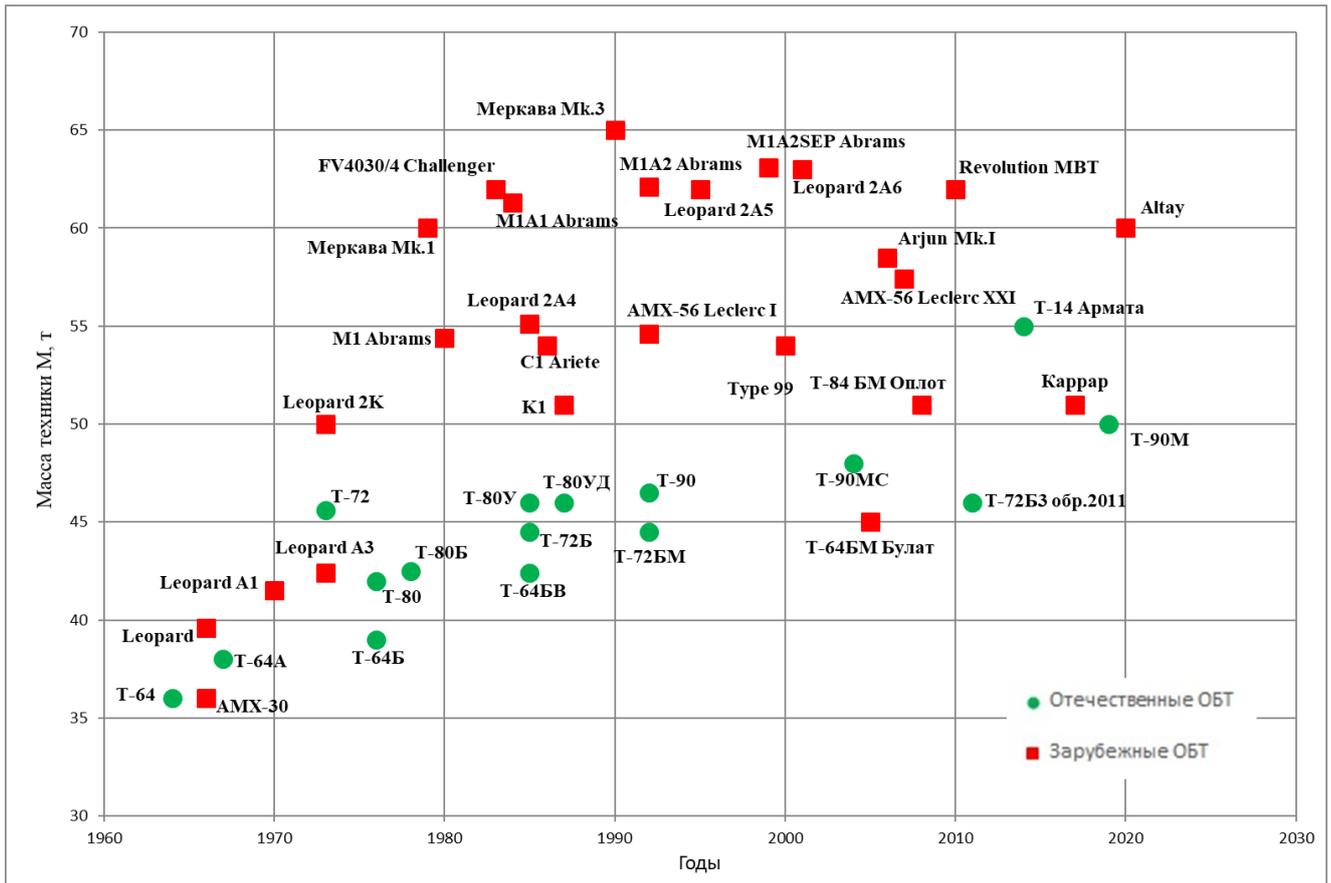


Рисунок 2.7 – Увеличение массы основных боевых танков

С учетом аналитического обзора, проведенного в пункте 1.1, и вышеизложенных рекомендаций наиболее целесообразным является повышение эффективности паромно-мостовых машин, которые позволяют сочетать большую грузоподъемность и сравнимую с другими АМ скорость преодоления водных преград, имея резерв увеличения грузоподъемности ввиду тенденции роста массы ОБТ. Схожим по конструкции и компоновке выступает паромно-мостовая машина ПММ-2М (рис. 2.8). Основные геометрические размеры ПММ-2М приведены на рис. 2.9.



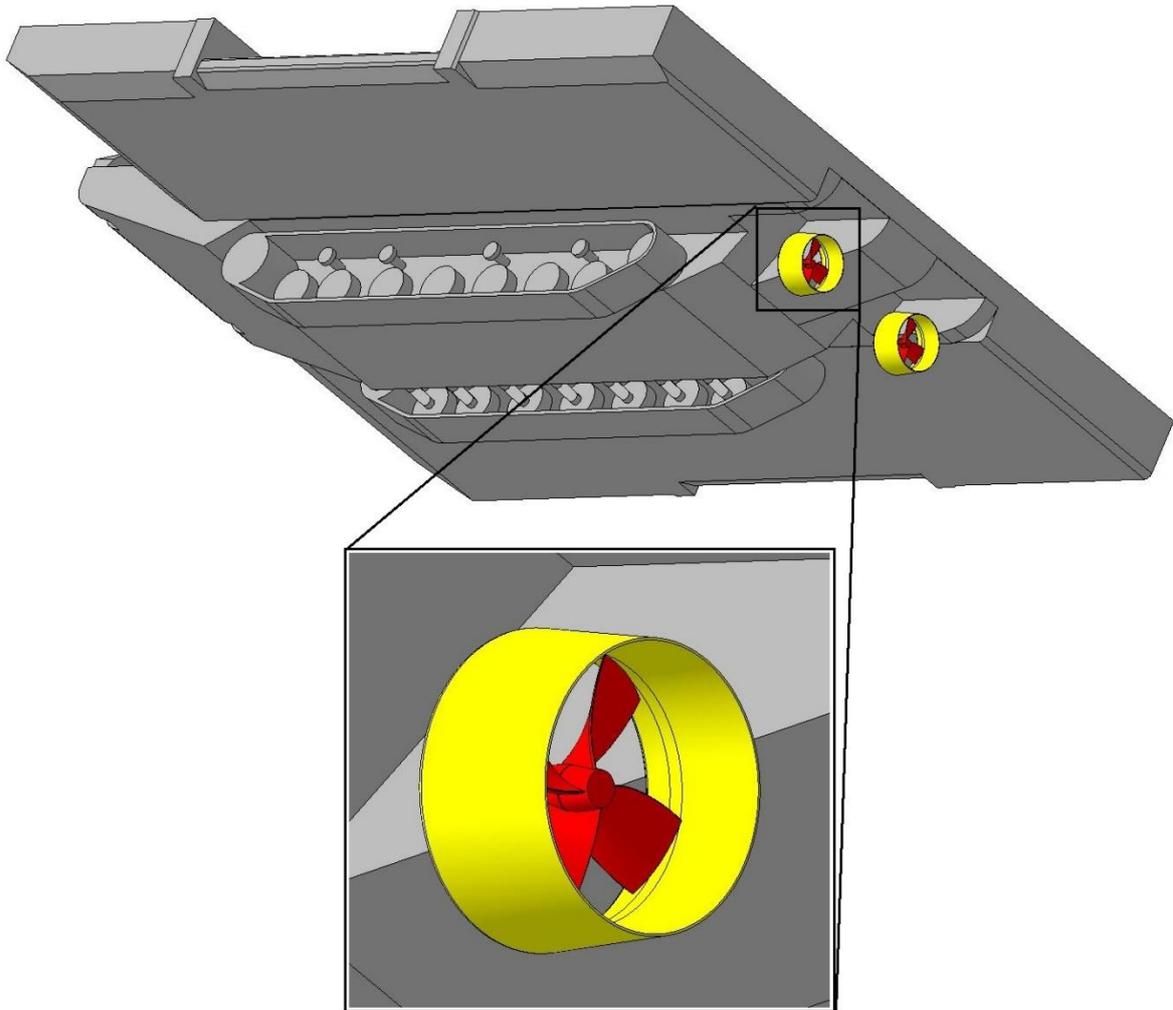


Рисунок 2.10 – Трехмерная упрощенная модель паромно-мостовой машины ПММ-2М

В модели прорабатывается ходовая часть АМ, различные ниши под фары, под ВД, под фиксирующие замки и под лестницу подъема экипажа в кабину управления, на понтонах прорисовывается проезжая часть. Мелкие элементы паромной машины, такие как траки гусеничной ленты, зубья ведущего колеса, различные болты, сварочные швы, буксировочные крюки, эксплуатационные люки, рычаги волноотбойников, выштамповки на корпусе и понтонах не моделируются, поскольку не сильно влияют на параметры рабочего процесса, обеспечивающего работу самоходного парома. Разработанная трехмерная твердотельная модель ПММ-2М учитывает основные геометрические параметры, специфичные для АМ подобного класса, и позволяет сократить расчетное время решения задачи и получить требуемую сходимость результатов с экспериментальными данными.

Предлагаемая трехмерная модель используется для определения буксировочного сопротивления корпуса в *CAE*-системе *ANSYS CFX*. В отличие от традиционных методов определения буксировочного сопротивления АМ по эмпирическим зависимостям, трехмерное численное моделирование позволяет учитывать такие специфические особенности геометрии корпуса ПММ-2М, как труднообтекаемые формы паромной машины, выступающие элементы ходовой части и различные выступы, образующие зоны завихрений и отрыва потока, что позволяет учесть их влияние на параметры ВД.

Верификация результатов численного моделирования осуществляется путем сопоставления с результатами значений буксировочного сопротивления корпуса, определенными по формулам (1.5), (1.6), (1.10) – (1.13). Результат представлен на рис. 2.11 в виде графиков зависимости буксировочного сопротивления корпуса от скорости движения АМ по воде.

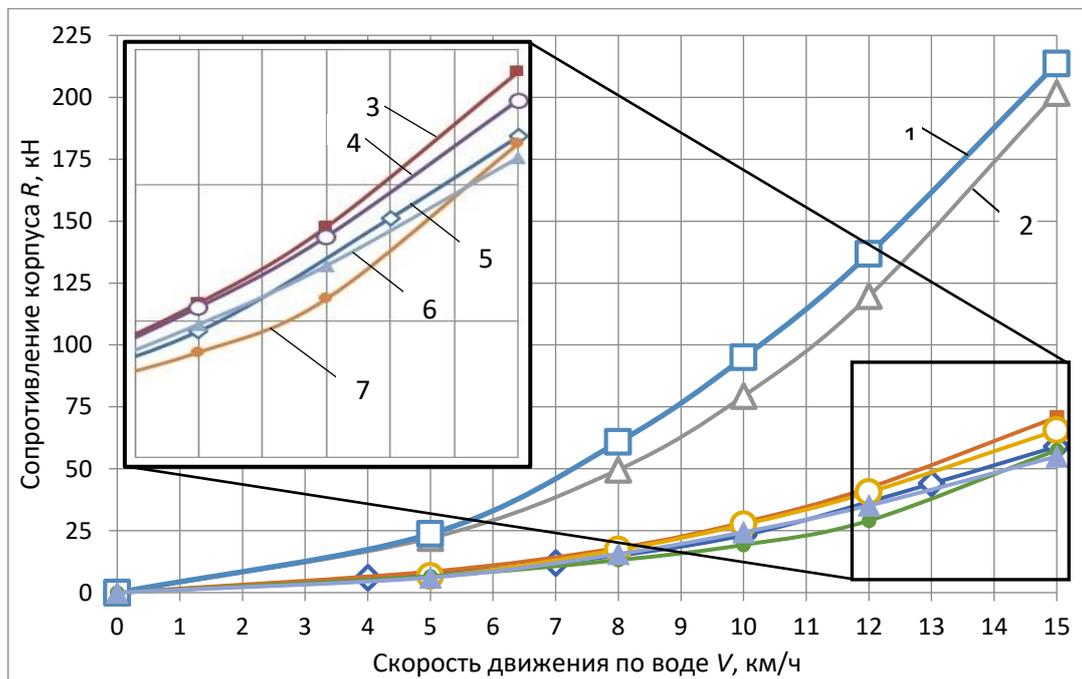


Рисунок 2.11 – Зависимость буксировочного сопротивления от скорости движения по воде:

- 1 – определение с учетом влияния ходовой части, вязкостного сопротивления корпуса, влияния скорости на волновое сопротивление и с учетом влияния мелководья; 2 – определение по числу Фруда по водоизмещению; 3 – определение по числу Фруда по ватерлинии; 4 – определение с учетом площади погруженной части АМ и влияния глубины водной преграды;
- 5 – определение методами численного моделирования; 6 – определение с учетом площади погруженной части АМ и коэффициента, зависящего от ходовой части; 7 – определение с учетом площади погруженной части АМ и коэффициента ходовой части, зависящей от числа Фруда

Анализ результатов расчета буксировочного сопротивления по различным методикам показывает большой разброс погрешностей – от 5,3% до 310%, что объясняется различными допущениями, принятыми в расчетных зависимостях (1.5), (1.6), (1.10) – (1.13).

Погрешность расчетов по формулам (1.10) и (1.11) объясняется допущением пропорциональности между сопротивлением и весовым водоизмещением АМ, что не соответствует теории подобия. Если для геометрически подобных машин отношение сопротивления корпуса к весу машины ( $R/G$ ) является постоянной величиной при разных скоростях движения (числах Фруда), то при отклонении от геометрического подобия данное допущение приводит к большим погрешностям расчета.

В зависимостях (1.12), (1.13) и (1.6) вместо веса машины используется площадь поперечного сечения АМ ниже ватерлинии. При этом, как и в формулах (1.10) и (1.11), коэффициент сопротивления является постоянной величиной, не зависящей от скорости, что приводит к существенным погрешностям при расчетах.

В зависимостях (1.12), (1.13) и (1.6) вместо веса машины используется площадь поперечного сечения АМ ниже ватерлинии. При этом, как и в формулах (1.10) и (1.11), коэффициент сопротивления является постоянной величиной, не зависящей от скорости, что приводит к существенным погрешностям при расчетах.

Минимальную погрешность позволяет получить расчет по формуле (1.5). В этой формуле коэффициент является зависимым от числа Фруда (скорости), что позволяет определяться сопротивление корпуса АМ с минимальной погрешностью.

Результаты численного моделирования определения буксировочного сопротивления корпуса необходимы для расчета характеристик ВД самоходных паромов. Моделирование движения корпуса по воде позволяет исследовать волнообразование, создаваемое корпусом АМ, определить места отрыва потока от корпуса, визуализировать картину течения в плоскости ВД и выполнить

интерпретацию результатов с определением рациональных геометрических параметров элементов корпуса АМ.

## 2.4 Расчет параметров и моделирование водоходных движителей

В качестве ВД самоходных паромов наиболее широко используются ГВ в кольцевой насадке. Они просты в конструкции, надежны в эксплуатации, позволяют получить большие значения тяги при низких скоростях движения на воде, а кольцевая насадка не только повышает КПД и защищает лопасти винта от повреждений, но и благодаря постоянному заполнению водой не позволяет винту обнажиться при килевой качке.

Подготовительным этапом работ для расчета ВД для самоходного парома является определение максимально возможного диаметра ГВ по условиям компоновки, обеспечения проходимости паромной машины на суше, входа машины в воду и выхода из нее, места размещения ВД и т.д. Как описывалось ранее, больший диаметр ГВ позволяет снизить коэффициенты нагрузки, увеличив его КПД, однако неудачное расположение ВД может свести к минимуму выигрыш в диаметре. На транспортных АМ, с целью сохранения грузоподъемности, ГВ в тоннелях не используются. На таких машинах наиболее рационально ГВ располагать за кормой, на расстоянии  $(0,6 \dots 0,85)D_{ГВ}$  [35].

Общепринятые методики расчета и оптимизации геометрических параметров ГВ и кольцевых насадок в основном предназначены для расчета судовых движителей. Имеющиеся методики расчета винтов, используемые для определения параметров ГВ АМ, отличаются от традиционных исправленными значениями коэффициента попутного потока и коэффициента засасывания, которые были определены опытным путем с использованием опытных бассейнов и модельных ГВ. Расчет ГВ без учета кольцевой насадки не приводит к повышению эффективности ВД, так как наибольший эффект от применения ГВ в направляющих насадках достигается при их совместном расчете как единого комплекса.

Анализ методик расчета, проведенный в пункте 1.3, показывает, что для расчета ВД АМ с водоизмещающим типом корпуса применимы несколько последовательностей расчета ГВ: это определение требуемой мощности двигателя для привода ГВ, и определение параметров ГВ при полном использовании мощности двигателя в тех случаях, когда силовая установка АМ выбрана из ее условий работы на суше. Если двигатель для плавающей машины уже выбран, предварительный расчет необходим, так как помимо основных геометрических параметров ГВ в процессе расчета определяется коэффициент нагрузки комплекса (2.18), по значению которого определяется оптимальный контур для лопасти винта (рис. 2.12). Правильно подобранный контур лопасти винта, работающего в кольцевой насадке, оказывает положительное влияние на КПД всего комплекса [66].

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{2 \cdot P_e}{\rho \cdot F_p \cdot v_e^2 \cdot (1 - t)}, \quad (2.18)$$

где  $P_e$  – полезная тяга на один движитель;  $\rho$  – плотность воды;  $F_p$  – площадь гидравлического сечения гребного винта;  $v_e$  – скорость натекания на винт;  $t$  – коэффициент засасывания.

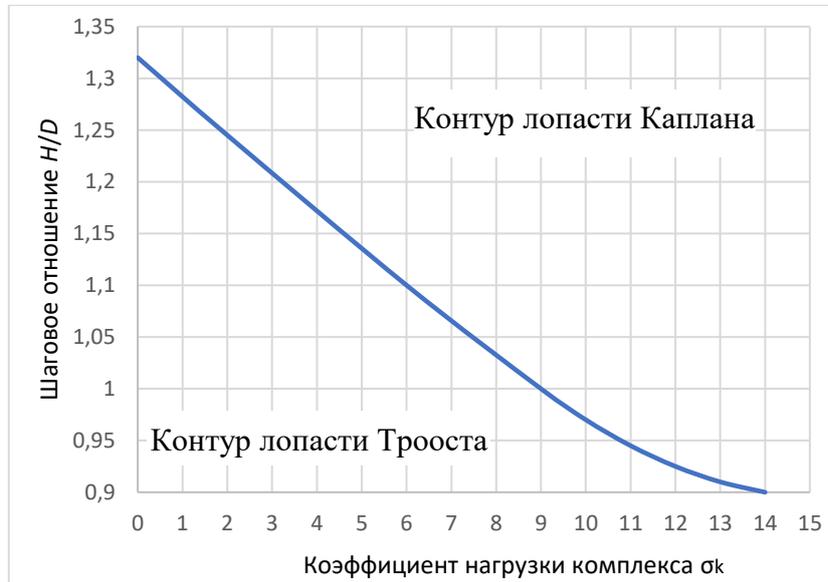


Рисунок 2.12 – Зависимость шагового отношения от коэффициента нагрузки комплекса

Исходными данными для расчета основных параметров рабочего процесса ГВ АМ, при определении требуемой мощности двигателя для привода ГВ или при определении параметров ГВ для эффективного использования мощности силовой

установки, являются: кривая буксировочного сопротивления корпуса (рис. 2.13), основные размеры паромной машины, ее осадка, водоизмещение, количество ВД.

Определение основных параметров ГВ в кольцевой насадке проводится по диаграммам, построенным по методу Э. Э. Папмеля, представленная на рис. 2.13 [13]. На диаграмме показан график  $K_K = f\left(\lambda_e, \frac{H}{D}\right)$ , построенный по результатам систематических модельных испытаний В. К. Турбала для комплекса, работающего в свободной воде и состоящий из винта и насадки. Влияние корпуса самоходного паромы учитывается использованием коэффициентов взаимодействия водородного движителя и корпуса, коэффициентом попутного потока  $\psi_{\Pi}$  и коэффициентом засасывания  $t_3$ . Выбору диаграммы предшествует определение числа лопастей  $z$  ГВ и его дискового отношения  $\theta$ .

Число лопастей ГВ  $z$  определяется по величине коэффициента  $K'_d$  (2.19):

$$K'_d = vD \sqrt{\frac{\rho}{P}}, \quad (2.19)$$

где  $v$  – скорость движения паромы по воде;  $D$  – диаметр ГВ.

При  $K'_d < 2$  число лопастей ГВ принимается равным  $z = 4$ , при  $K'_d \geq 2$  число лопастей  $z = 3$ .

Выбор дискового отношения  $\theta$  должен сопровождаться обеспечением двух требований:

1. Требование обеспечения прочности ГВ, при которой относительная толщина лопасти не должна превышать максимального значения  $\delta_{r \max}$ , когда снижается эффективность работы винта. В этом случае дисковое отношение определяется по форму (2.20):

$$\theta'_{\min} \geq 0,375 \left( \frac{a'z}{D\delta_{r \max}} \right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{m'P}{10000}}, \quad (2.20)$$

где  $\delta_{r \max}$  – предельное значение относительной толщины лопасти на радиусе  $(0,6 \dots 0,7)R$ ;  $a'$  – эмпирический коэффициент, характеризующий прочность лопасти, выбирается в зависимости от материала, из которого предполагается изготавливать ГВ, для нержавеющей стали коэффициент

принимается равным  $a' = 0,05$  [52];  $m'$  – эмпирический коэффициент, характеризующий максимально возможную нагрузку на лопасть, выбирается в зависимости от условий работы ГВ для судов различных типов, для грузовых судов принимается равным  $m' = 1,15$  [52].

2. Требование отсутствия кавитации ГВ в кольцевой насадке. Дисковое отношение определяется по формуле (2.21):

$$\theta''_{min} \geq \frac{245N_p}{nD^3[p_a + \rho(T_K - D) - p_d]}, \quad (2.21)$$

где  $N_p$  – мощность, подведенная к ГВ;  $n$  – частота вращения винта;  $p_d$  – упругость насыщенных паров воды;  $T_K$  – осадка парама кормой.

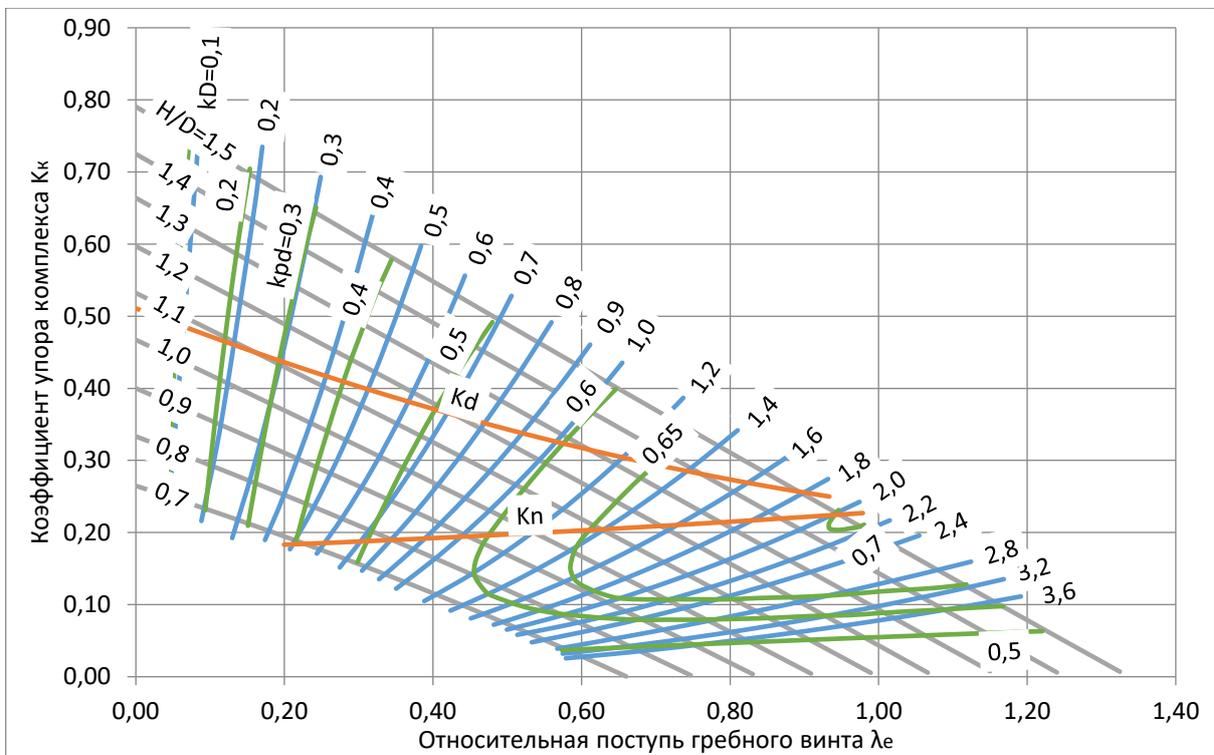


Рисунок 2.13 – Диаграмма для расчета гребного винта в насадке

Окончательное значение дискового отношения винта выбирается большее из значений  $\theta'_{min}$  и  $\theta''_{min}$ . Окончательное расчетное дисковое отношение округляется до ближайшего из значений  $\theta$ , указанного на соответствующей расчетной диаграмме, которая относится к ГВ с принятым числом лопастей  $z$ .

Расчет основных параметров ГВ проводится в соответствии с таблицей 2.3 для требуемой скорости и при заданном из условий компоновки максимально возможном диаметре винта.

Таблица 2.3 – Определение основных параметров ГВ при заданном диаметре

№	Наименование параметра	Обозначение параметра	Формула	Размерность
1	Сопротивление корпуса	$R_6$	$R_6 = f(v)$	кН
2	Скорость движения по воде	$v$	Задается	м/с
3	Скорость поступательного перемещения	$v_e$	$v_e = v(1 - \psi_{II})$	м/с
4	Полезная тяга комплекса	$P_e$	$P_e = \frac{R_6}{z}$	кН
5	Упор комплекса	$P_K$	$P_K = \frac{P_e}{1 - t_3}$	кН
6	Относительная поступь	$\lambda_e$	$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}$	–
7	Коэффициент упора комплекса	$K_K$	$K_K = \frac{P_K}{\rho n^2 D^4}$	–
8	Шаговое отношение	$\frac{H}{D}$	$\frac{H}{D} = f(\lambda_e, K_K)$	–
9	К.п.д. комплекса	$\eta_K$	$\eta_K = f(\lambda_e, K_K)$	–
10	Мощность	$N_p$	$N_p = \frac{P_K v_e}{\eta_K}$	кВт

После определения основных характеристик ГВ проводится расчет его геометрических параметров, профилирование лопасти и кольцевой насадки. Определяемые параметры ГВ представлены на рис. 2.14.

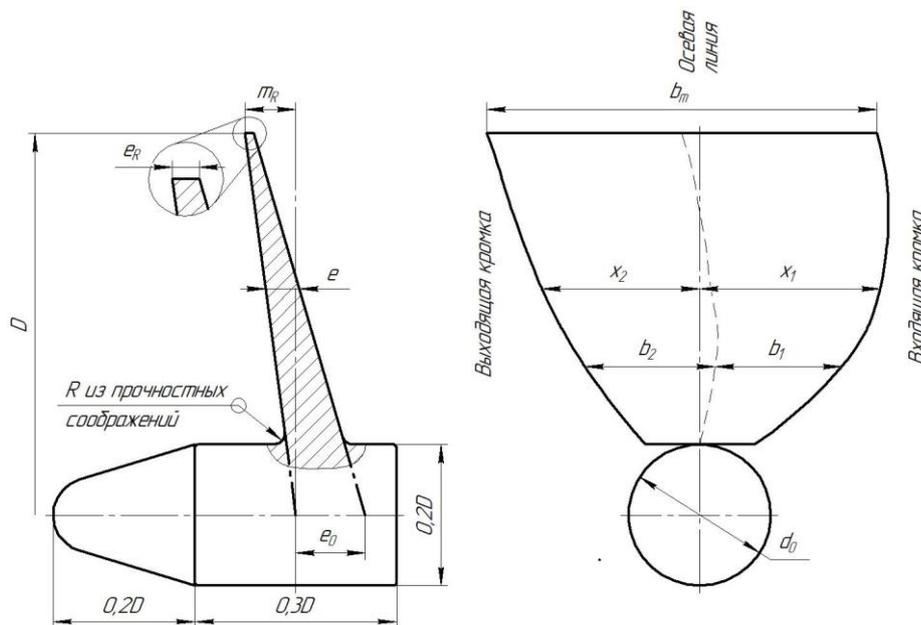


Рисунок 2.14 – Основные размеры гребного винта

Построение теоретического чертежа ГВ с усеченным контуром лопасти проводится как и для обычного винта, с некоторыми различиями. В этом случае

применяется симметричная форма лопасти, а спрямленный контур строится при  $C = b_m/b_{cp} = 1,1$ . Для увеличения прочности периферийных сечений толщина лопасти на конце принимается равным не менее 5...8 мм [52]. Угол наклона образующей лопасти для ГВ в насадках обычно принимают равным нулю. Увеличение относительного диаметра ступицы винта в насадке оказывает заметное влияние на снижение пропульсивных и кавитационных характеристик комплекса.

Профилированием лопасти ГВ определяется форма сечения профиля (сегментный или аэродинамический, плосковыпуклый, двояковыпуклый или выпукло-вогнутый), хорда профиля  $b$ , толщина профиля  $e$ , средняя линия профиля, ее кривизна, подъемы профиля  $y_H$  и  $y_X$ , диаметры закругления входящей  $d_H$  и выходящей  $d_X$  кромок профиля. Наиболее рациональной формой сечения профиля ГВ для АМ является аэродинамический профиль, обладающий лучшими гидродинамическими характеристиками при изменении глубины и нагрузок [52], в то время как для отдаления наступления кавитации целесообразно применять сегментные сечения лопастей с вогнутой нагнетающей стенкой [35]. Основные размеры профиля сечения лопасти винта, определяемые при профилировании, показаны на рис. 2.15.

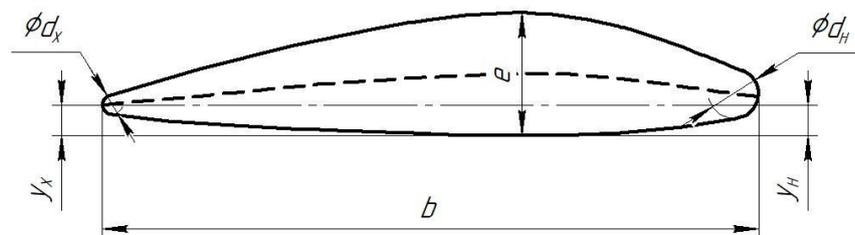


Рисунок 2.15 – Основные размеры профиля сечения лопасти винта

Основные размеры кольцевой насадки, определяемые в процессе расчета в соответствии с рекомендациями [52, 55], представлены на рис. 2.16. Особое внимание уделяется форме профиля с внутренней стороны насадки. Эта форма выбирается из соображений плавности нарастания скоростей рабочего тела по мере подтекания к ГВ и соблюдения необходимых коэффициентов расширения  $\beta$  и раствора  $\alpha$ .

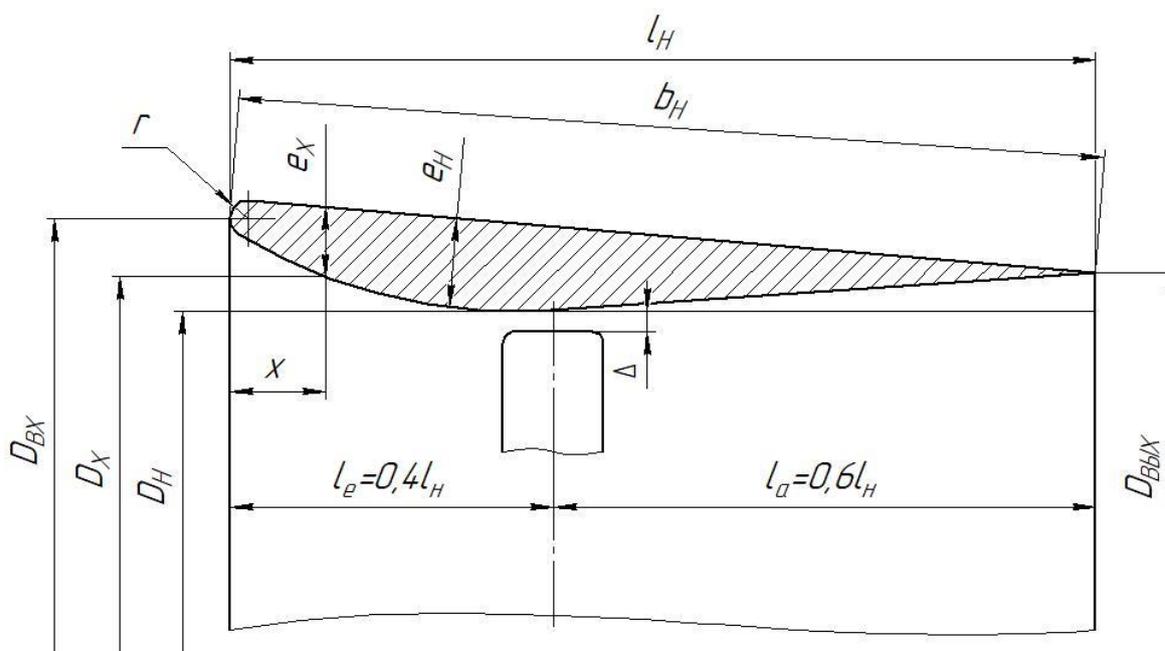


Рисунок 2.16 – Основные размеры кольцевой насадки

ГВ располагают в самом узком сечении кольцевой насадки, где зазор между периферийным сечением винта и внутренней стенки насадки принимается равным  $(0,005 \dots 0,01)D$ , но не более  $0,01 \dots 0,015$  м [52]. При возможности кавитационных разрушений внутренней поверхности насадки величину зазора увеличивают в соответствии с рекомендациями [52, 55].

Входную кромку насадки выполняют достаточно толстой и закругленной, чем позволяет достичь хорошей работы профиля на различных режимах работы самоходного парома. Хвостовую часть внутренней стенки насадки выполняют кругового сечения в виде конуса с прямолинейной образующей с целью облегчения изготовления насадки. Внешнюю стенку насадки изготавливают прямолинейной по всей длине. Наибольшая толщина профиля насадки располагается от передней кромки приблизительно на расстоянии 30% длины насадки.

После определения основных геометрических параметров ВД проводится его проверочный расчет на кавитацию. Существует множество схем проверки ГВ на кавитацию, одной из которых является методика, описанная в [52], где определяется коэффициент запаса на кавитацию (2.22):

$$m = \frac{\chi}{\xi_{max}} \geq 1,3, \quad (2.22)$$

где  $\chi$  – число кавитации профиля сечения лопасти на  $\bar{r} = 0,8$ ;  $\xi_{max}$  – коэффициент максимального разряжения на расчетном сечении лопасти  $\bar{r} = 0,8$ , который определяется из графиков [52, 55].

Для некавитирующих винтов значение коэффициента запаса на кавитацию должен быть не менее 1,3 [52, 55].

Проведенные расчеты позволили разработать ГВ рациональной геометрии, обеспечивающий согласование режимов работы корпуса, энергетической установки и ВД. Основные геометрические характеристики винтов приведены в таблице 2.4 в параметрах, отнесенных к параметрам исходного ГВ.

Таблица 2.4 – Основные характеристики гребных винтов

№	Параметр	Обозначение	ГВ с исходной геометрией лопасти	ГВ с измененной геометрией лопасти
1	Диаметр	$D_i/D_{ис}$	1	
2	Шаг	$H_i/H_{ис}$	1	1,16
3	Шаговое отношение	$(H/D)_i/(H/D)_{ис}$	1	1,17
4	Дисковое отношение	$\theta_i/\theta_{ис}$	1	1,33
5	Спряmlенная площадь всех лопастей	$A_i/A_{ис}$	1	1,43
6	Число лопастей	$z_i/z_{ис}$	1	
7	Частота вращения	$n_i/n_{ис}$	1	
8	Направление вращения	–	правое	
9	Длина кольцевой насадки	$l_{ni}/l_{нис}$	1	

Завершающим этапом расчета основных и геометрических параметров ВД самоходного парама является построение его трехмерной твердотельной модели.

Трехмерная твердотельная модель ГВ в кольцевой насадке представляет собой набор криволинейных поверхностей, построенных в различных CAD-программах (КОМПАС-3D, Unigraphics NX, SolidWorks и т.д.).

Основным элементом комплекса является ГВ, который определяет эффективность работы всего ВД. На первом этапе создания трехмерной модели строятся профили на определенных радиусах лопасти со смещениями, необходимыми для работоспособности конструкции (рис. 2.17, а). Построенные сечения объединяются в криволинейную поверхность, образуя лопасть ГВ. Ступица представляет собой тело вращения, размеры которого определены из

прочностных и гидродинамических расчетов, обеспечивающих надежную работоспособность конструкции и безотрывное течение в корневой части винта.

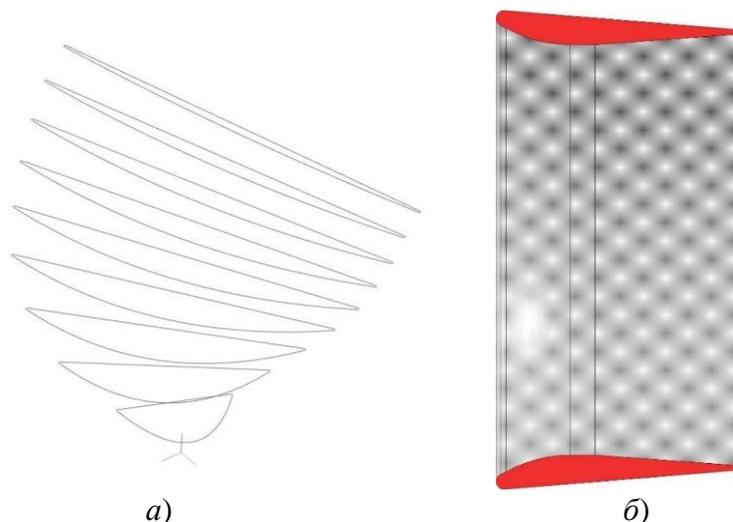


Рисунок 2.17 – Промежуточные этапы построения компонентов ВД самоходного парама:

*a* – профили сечения лопасти ГВ; *б* – кольцевая насадка в разрезе;

Следующим элементом комплекса является кольцевая насадка, сечением которого является аэродинамический профиль (рис. 2.17, *б*), которое имеет небольшой зазор между внутренней поверхностью насадки и концевым сечением лопасти винта. Аэродинамический профиль строится по результатам совместного расчета комплекса «гребной винт – кольцевая насадка».

Результат построения трехмерной модели ГВ рациональной геометрии представлен на рис. 2.18, *а*. Для сравнения на рисунке 2.19, *б* представлена трехмерная модель винта исходной конструкции.

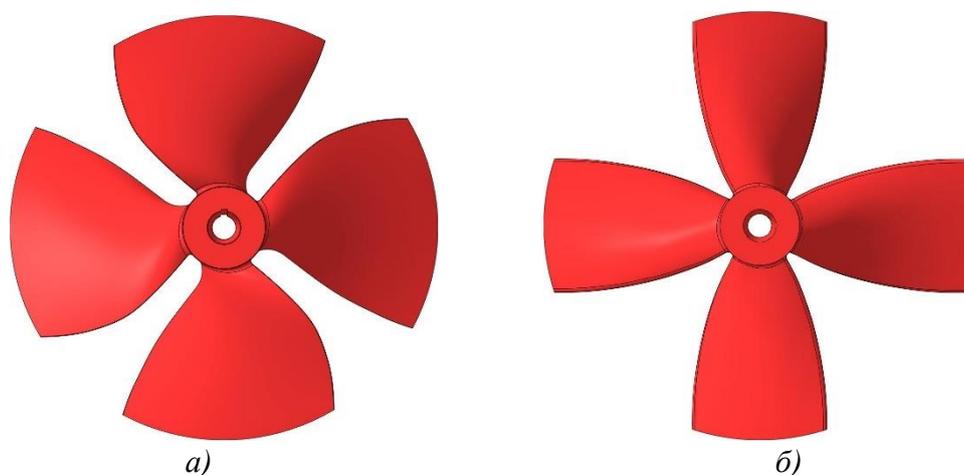


Рисунок 2.18 – Трехмерные твердотельные модели гребных винтов самоходного парама:

*a* – гребной винт предлагаемой конструкции; *б* – гребной винт исходной конструкции

Построенная трехмерная модель ВД совместно с трехмерной моделью корпуса самоходного парома используется в численном моделировании рабочих процессов, протекающих в ВД АМ.

## 2.5 Формирование расчетной модели системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель»

Формирование расчетной модели для численного моделирования рабочих процессов в ВД самоходных паромов проводится в несколько этапов:

1. Создание геометрической области вокруг исследуемого объекта, имитирующего объем воды вокруг паромной машины.
2. Построение сеточных моделей компонентов имитационной модели.
3. Формирование численной модели системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» в САЕ-системе.

Первоначальным этапом является создание геометрической модели расчетной области. Построение проводится с использованием моделей самоходного парома ПММ-2М (рис. 2.10) и ГВ предлагаемой конструкции (рис. 2.18). Размеры области определяются таким образом, чтобы исключить влияние краевых эффектов на результаты моделирования. Верхняя грань расчетной области условно является свободной поверхностью воды [56–58, 67]. Геометрическая модель расчетной области представлена на рис. 2.19.

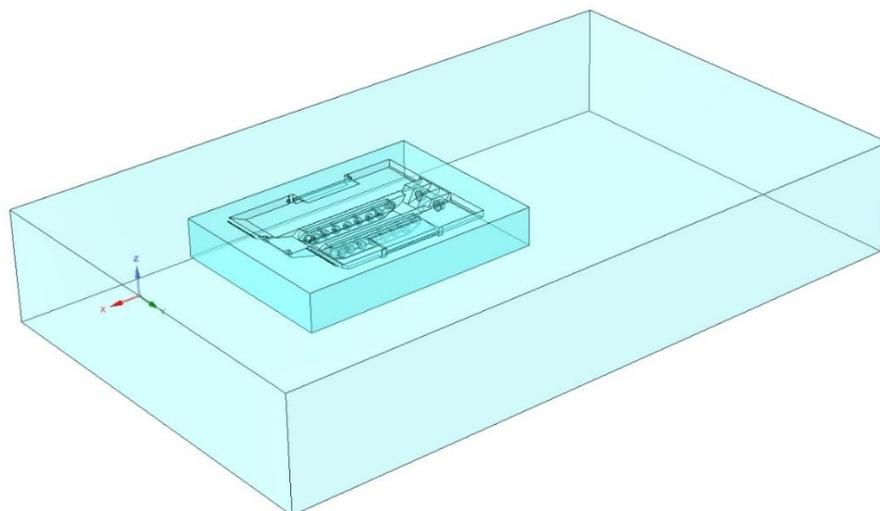


Рисунок 2.19 – Геометрическая модель расчетной области

Следующим этапом является построение сеточной модели. Построенная сеточная модель хорошего качества позволяет проводить численное решение задачи путем решения дифференциальных уравнений Навье-Стокса, турбулентности, и т.д., а также получить точность и стабильность результатов моделирования, низкую погрешность моделируемых параметров и время расчета [68–72].

Построение конечно-элементной модели требует определение формы и размера расчетных ячеек, их оптимального количества для получения стабильного решения задачи с минимальной погрешностью моделирования, не зависящего от числа ячеек.

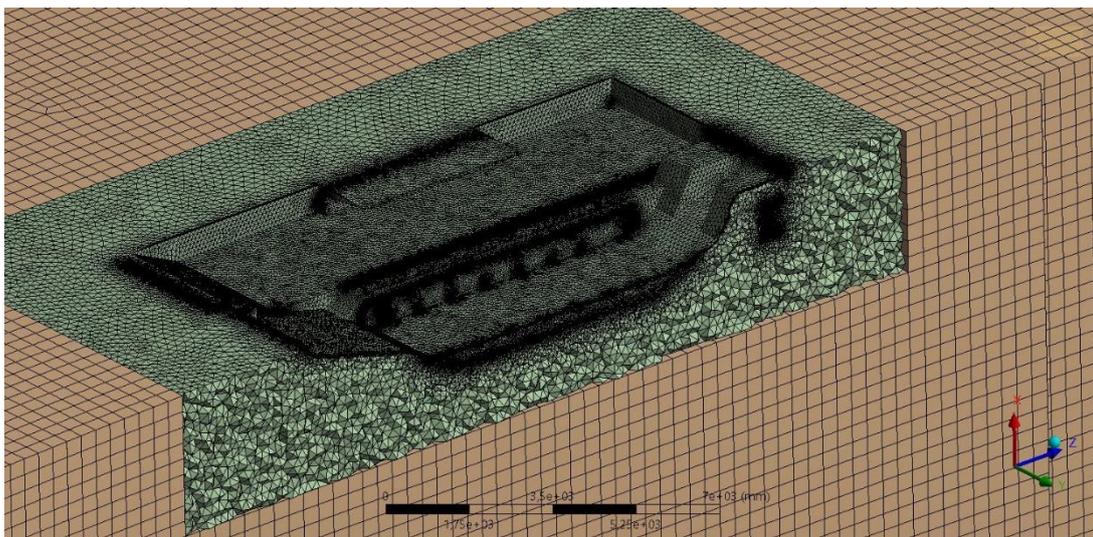
Разработка конечно-элементной модели сформированной расчетной области реализуется в модуле *Ansys Mesh* для основной области и *Ansys TurboGrid* для области вращения ГВ.

Основная расчетная область делится на две части. Первая часть является объемом воды, созданной для исключения краевых эффектов на результаты численного моделирования. Сетка в этой области гексаэдрическая, позволяющая уменьшить количество ячеек и машинное время расчета задачи. Вторая часть представляет собой объем, в котором размещены паромно-мостовая машина при нулевом дифференте с ВД. Сетка в ней состоит из тетраэдрических элементов, со слоями ячеек призматической формы вдоль стенок самоходного паромы и кольцевой насадки. На стенках корпуса паромной машины и на стенках кольцевой насадки сетка выполнена с измельчением.

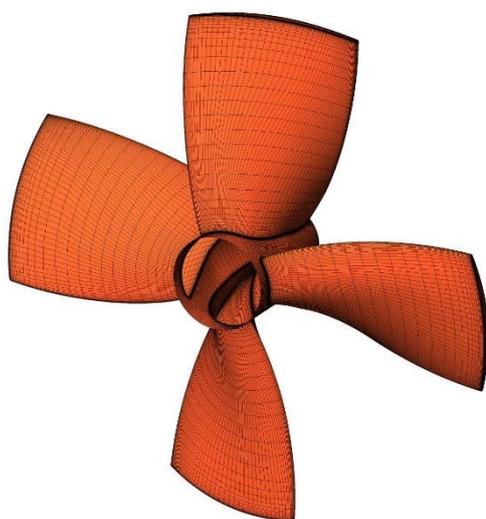
Сеточная модель расчетной области вращения ГВ построена с использованием гексаэдрических элементов, с загущением сетки вдоль твердых стенок с целью точного описания пограничного слоя вблизи поверхностей лопасти, втулки и внутренней стенки кольцевой насадки. Особое внимание при построении сеточной модели уделяется зазору между концевой частью лопасти ГВ и внутренней поверхности стенки кольцевой насадки. Минимальное количество элементов в зазоре с учетом слоев пограничного слоя должно быть не менее 20.

Сеточные модели расчетной области представлены на рисунке 2.20.

Основные параметры сеточных моделей представлены в таблице 2.5.



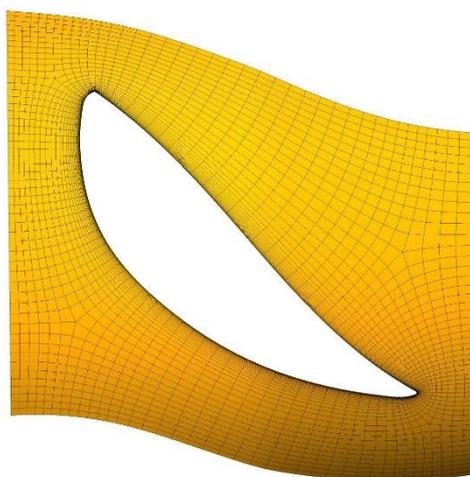
а)



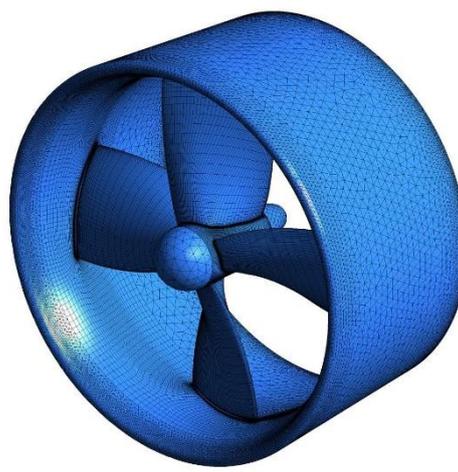
б)



в)



г)



д)

Рисунок 2.20 – Сеточные модели расчетной области:

а – сеточная модель основной расчетной области; б – сеточная модель исходного ГВ;  
 в – сеточная модель ГВ рациональной геометрии; г – сетка в межлопастном канале;  
 д – сеточная модель ВД

Таблица 2.5 – Основные параметры исследуемых сеточных моделей

№ варианта сеточной модели	1	2	3	4	5
Размер ребра элемента в основной области моделирования, мм	700	550	400	250	100
Размер ребра элемента в области паромной машины, мм	500	400	200	100	50
Размер ребра элемента на поверхности корпуса ПММ, мм	200	150	100	50	30
Размер ребра элемента на поверхности кольцевой насадки, мм	50	30	20	15	10
Размер ребра элемента на поверхностях интерфейса, мм	50	30	20	15	10
Количество слоев пограничного слоя на стенках кольцевой насадки и корпуса ПММ	5	7	10	15	15
Количество слоев пограничного слоя на поверхностях лопастей ГВ	5	7	10	15	15
Количество ячеек в расчетной области вращения ГВ, млн	0,6	0,95	1,2	1,5	1,8
Количество ячеек в основной расчетной области, млн	5,6	7,3	9,6	13,3	16,4
Суммарное количество элементов в расчетной области, млн	6,8	9,2	12	16,3	20,4

Оценка сеточной сходимости проводится с использованием параметра отклонения результатов моделирования  $\delta$  (2.23), который является критерием зависимости стабильности результатов расчета от числа ячеек в расчетной области.

$$\delta = \frac{p_i - p_{i-1}}{p_i}, \quad (2.23)$$

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

Стабильность численного решения оценивается по значениям силы тяги ГВ, крутящего момента и сопротивления корпуса движению по воде. Рассчитанные отклонения  $\delta$  представлены в таблице 2.6. Графики зависимости основных гидродинамических параметров от числа ячеек моделируемой области представлен на рисунках 2.21–2.23.

Таблица 2.6 – Зависимость результатов моделирования от количества элементов

№ варианта сеточной модели	Количество ячеек в расчетной области, млн	Отклонение результатов моделирования $\delta$ , %
1	6,8	–
2	9,2	3,96
3	12	3,15
4	16,3	0,69
5	20,4	0,19

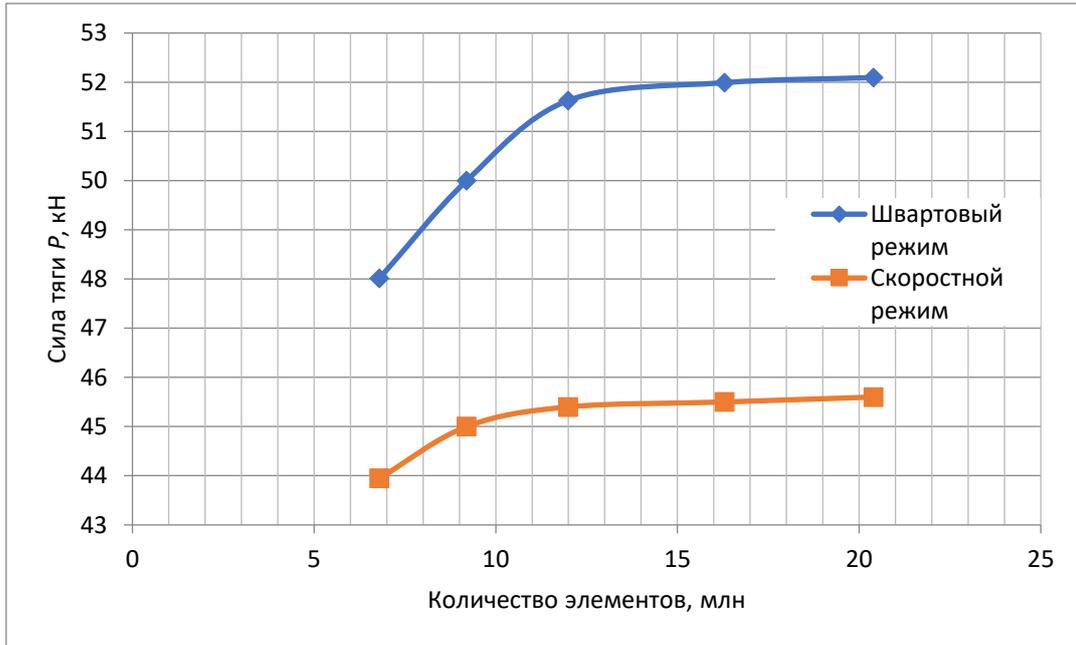


Рисунок 2.21 – Сеточная сходимость по значению силы тяги ВД

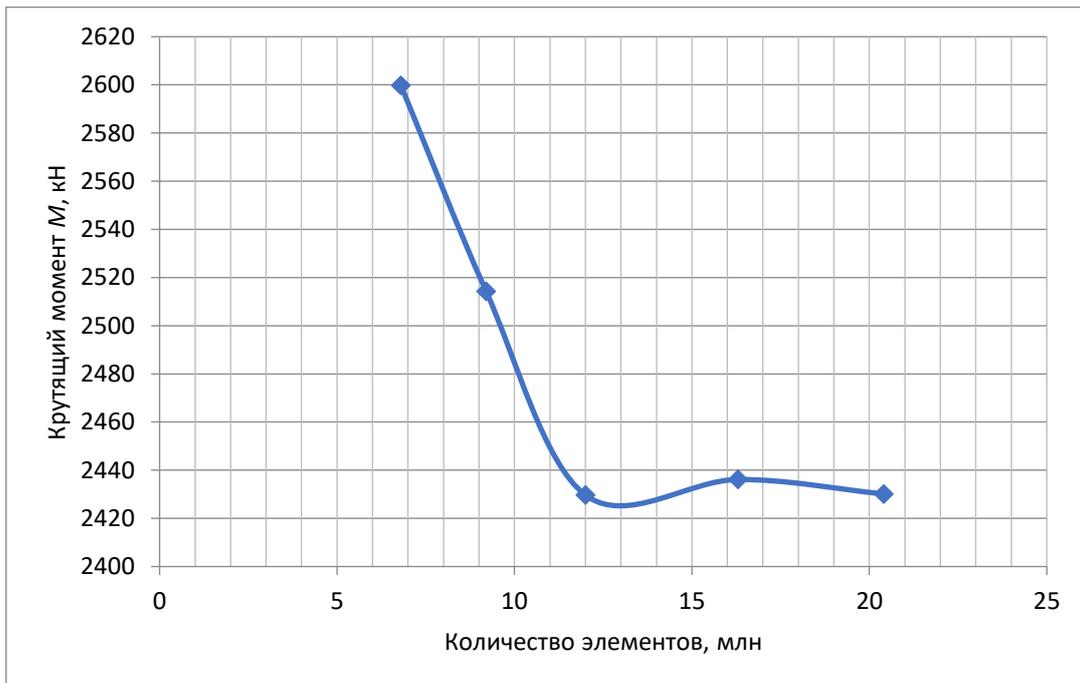


Рисунок 2.22 – Сеточная сходимость по значению момента на лопастях ГВ

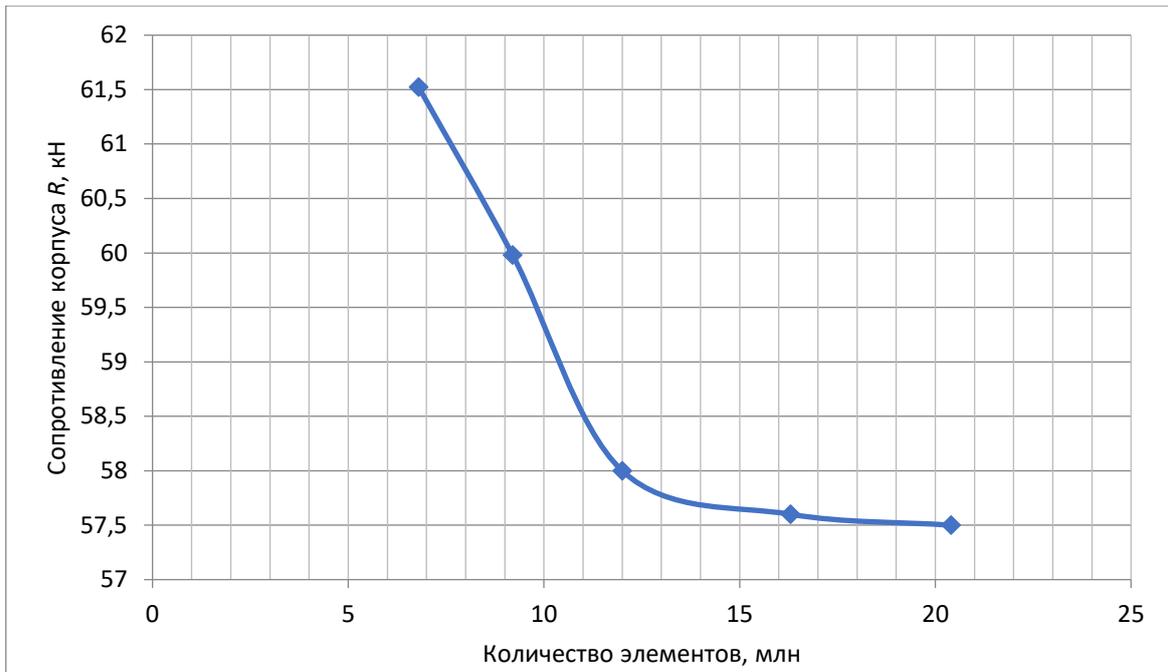


Рисунок 2.23 – Сеточная сходимость по значению сопротивления корпуса

Анализ результатов оценки сеточной сходимости позволяет сделать вывод, что с увеличением количества ячеек в расчетной области повышается стабильность результатов численного моделирования. Подобран оптимальный вариант сеточной модели (№3, 12 млн ячеек), обеспечивающий требуемую точность расчетов.

Завершающим этапом подготовки к моделированию является формирование математической модели системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель». Для формирования математической модели используется модуль *ANSYS CFX-Pre*. На расчетной области определяются граничные условия, выбираются модель турбулентности и кавитации, настраивается связь между статорными и вращающимися элементами математической модели. Сформированная расчетная область моделирования рабочих процессов системы «корпус-водоходный движитель» представлена на рисунке 2.24.

Атмосферное давление в математической модели принимается  $p_0 = 1$  атм., температура окружающей среды – 25 °С.

Температура рабочего процесса - постоянная.

Рабочее тело – вода в жидком и парообразном состояниях, с равномерным распределением в соответствующих объемных долях в каждом элементе сеточной модели.

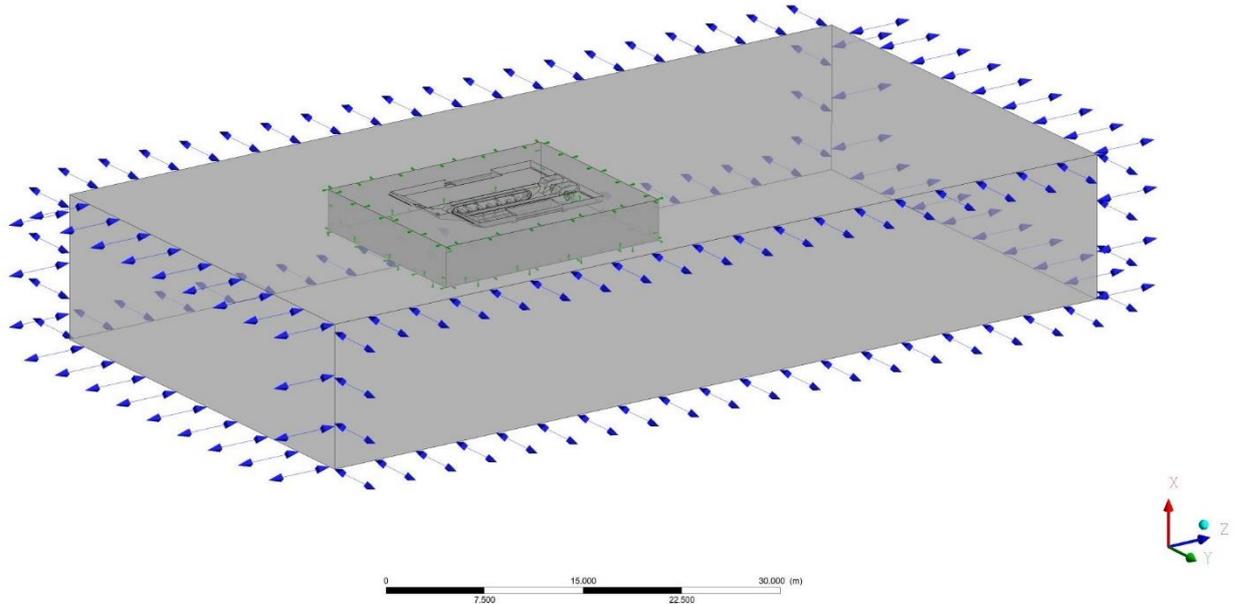


Рисунок 2.24 – Сформированная расчетная модель системы «корпус – водоходный движитель»

Кавитационный массоперенос учитывается использованием модели кавитации Рэлея-Плессета.

Во вращающихся доменах вращается система координат, а взаимное угловое расположение вращающихся доменов относительно статорных в режиме «Frozen rotor».

Граничным условием на входе в расчетную область является условие *Opening* (атмосферное давление  $p_0$ ) на швартовом режиме работы, и граничное условие *Inlet* (скорость движения самоходного парама  $V_{\text{п}}$ ) на скоростном режиме работы.

На открытые поверхности и выход из области назначается граничное условие *Opening*.

На условную поверхность воды назначается граничное условие *Wall* со скольжением.

На твердые стенки назначается граничное условие *Wall* с прилипанием.

Для вращающихся областей назначаются обороты ГВ  $n$ .

Модель турбулентности, используемая в моделировании – *SST (Shear-Stress Transport)*.

В начальный момент времени моделирования жидкая фаза распределена в расчетной области с объемной долей 100%.

Исходные параметры для проведения моделирования:

- частота вращения ГВ  $n$ ;
- скорость движения парама  $V_{\Pi}$ .

Дополнительные параметры, используемые при моделировании:

- номинальная частота вращения вала СУ  $n=2000$  об/мин;
- максимальная скорость движения по воде самоходного парама при штатных ГВ  $V_{\Pi}=10$  км/ч, при использовании новых ГВ с рациональной конструкцией лопасти –  $V_{\Pi}=15$  км/ч.

Моделирование параметров рабочих процессов в ВД паромной машины проводится с использованием одной и той же модели паромно-мостовой машины ПММ-2М.

Определение шага одной итерации по времени в зависимости от частоты вращения ГВ выполняется по формуле (2.24) так, чтобы одному шагу соответствовал поворот винта на  $90^{\circ}$ :

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{1}{4} = \frac{15}{n}. \quad (2.24)$$

График зависимости шага одной итерации по времени от частоты вращения ГВ представлен на рисунке 2.25.

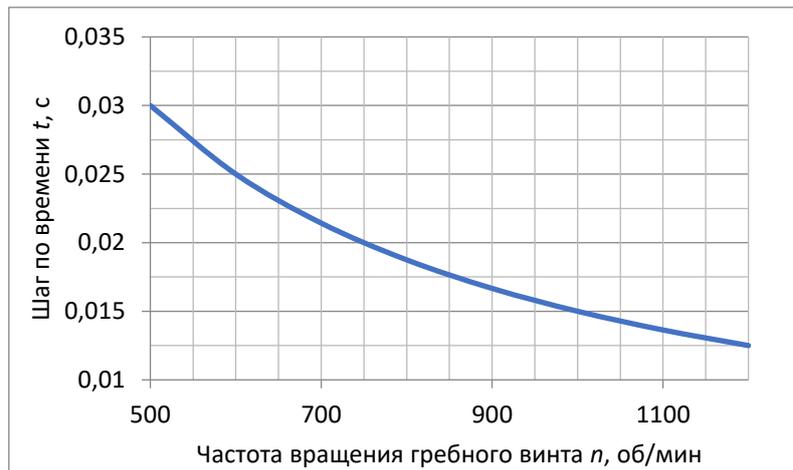


Рисунок 2.25 – График зависимости шага одной итерации по времени от частоты вращения ГВ

В процессе численного моделирования требуется обеспечить сходимость компонентов скорости и статического давления, параметров турбулентности, объемной доли пара. Значения параметров по невязкам должно быть ниже  $10^{-4}$ , а

дисбаланс порядка 0,1% [73]. Сходимость решения допускается учитывать по стабильности значения тяги ВД, моменту на лопастях ГВ, сопротивлению корпуса и т.д.

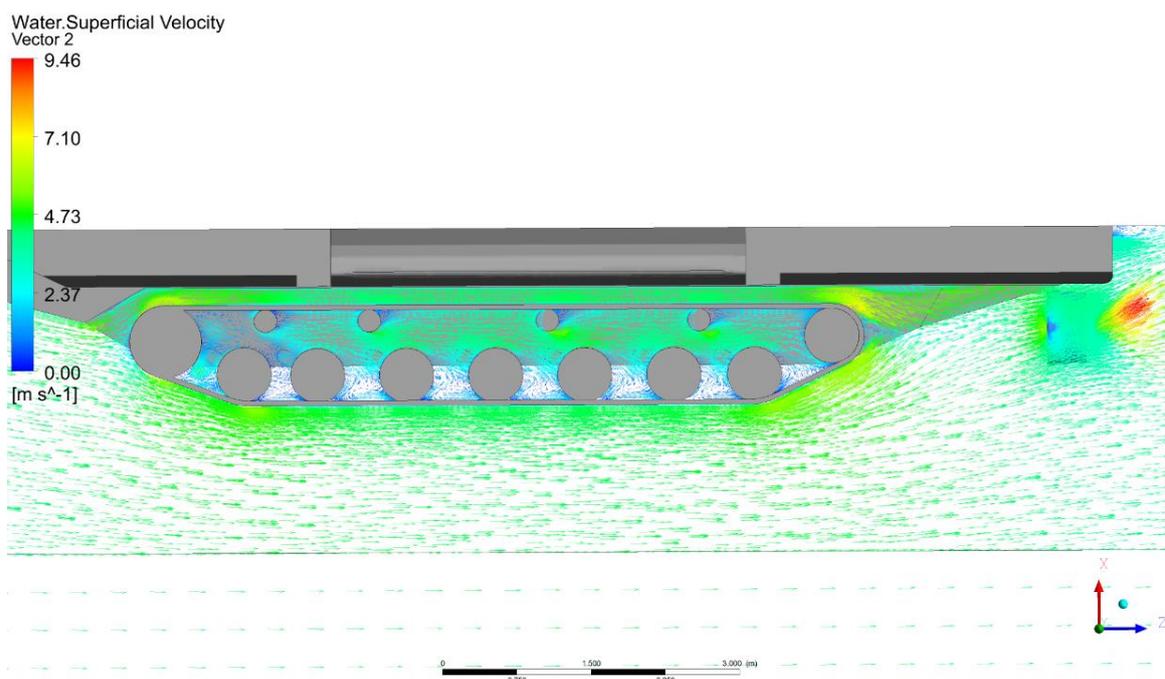
Первоначально моделируются скорости и давления без образования газообразной фазы. Затем проводится повторный расчет, где уже учитывается вероятность образования кавитационных каверн, и проводится повторное моделирование с использованием результатов расчета, полученных при предыдущем расчете без учета образования газообразной формы

Таким образом, сформированная расчетная модель системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» позволяет провести моделирование процессов, сопровождающих работу паромной техники, что необходимо для определения параметров рабочего процесса ВД АМ.

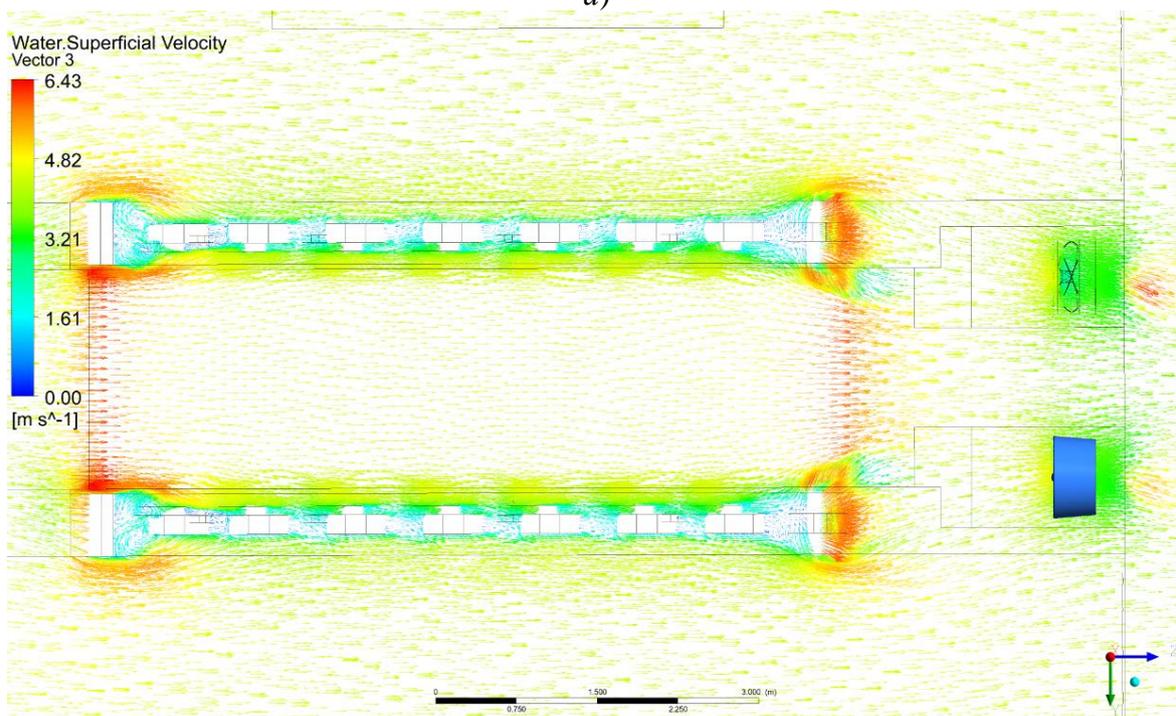
## **2.6 Анализ результатов численного моделирования системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель»**

Анализ результатов численного моделирования рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель» позволяет оценить распределение таких локальных и интегральных параметров, как вектора скорости и поля давлений в основных сечениях расчетной области и проточной части ВД, неравномерность потока и направления линий тока, размеры и расположение областей возникновения кавитации. Одновременно с этим определяются места отрыва потока жидкости от лопастей ГВ, кольцевой насадки, элементов корпуса самоходного паромы.

Анализ локальных параметров рабочего процесса корпуса проводится в продольной и поперечной плоскостях самоходного паромы. Распределение векторов скорости в плоскостях (рис. 2.26) показывает сильные завихрения в области СД паромной машины, вызывающие срыв потока, и влияющие на параметры ВД. При этом поток, подходящий к ВД, выравнивается благодаря работе кольцевой насадки.



a)



б)

Рисунок 2.26 – Вектора скорости в продольной (а) и поперечной (б) плоскостях корпуса

Завихрения в ходовой части вызывают значительное сопротивление корпуса АМ, достигающие 30–45% от общего сопротивления воды, в зависимости от типа ходовой части, степени ее погружения в воду и размеров корпусных ниш для размещения ходовой части. При этом распределение сопротивления воды между

корпусом и ходовой частью изменяется по мере увеличения скорости движения на воде. По результатам численного моделирования построена зависимость распределения сопротивления воды между корпусом и гусеничным движителем, представленная на рис. 2.27. Анализ результатов расчета, представленных на графике, показывает, что распределение сопротивления происходит по корневой функции, при этом максимальное сопротивление достигает 36% от общего буксировочного сопротивления на скорости 15 км/ч. На величину сопротивления гусеничного движителя оказывает влияние ширина траков, их форма, размеры, количество опорных и поддерживающих катков. Сопротивление воды, создаваемое только гусеничной цепью, достигает 25%, катками – от 7 до 10% от общего сопротивления [35].

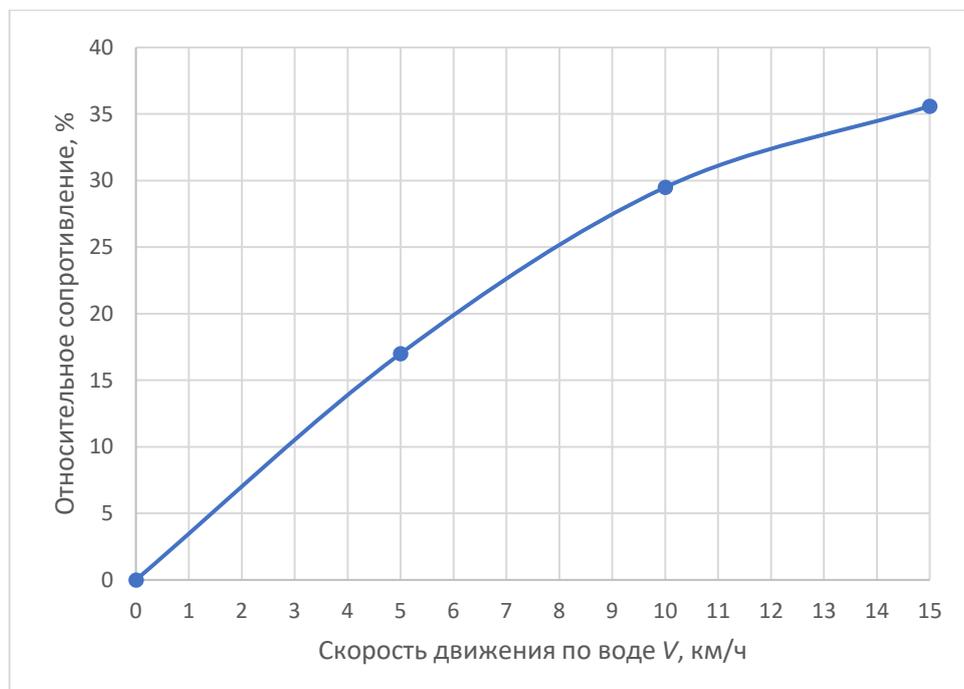
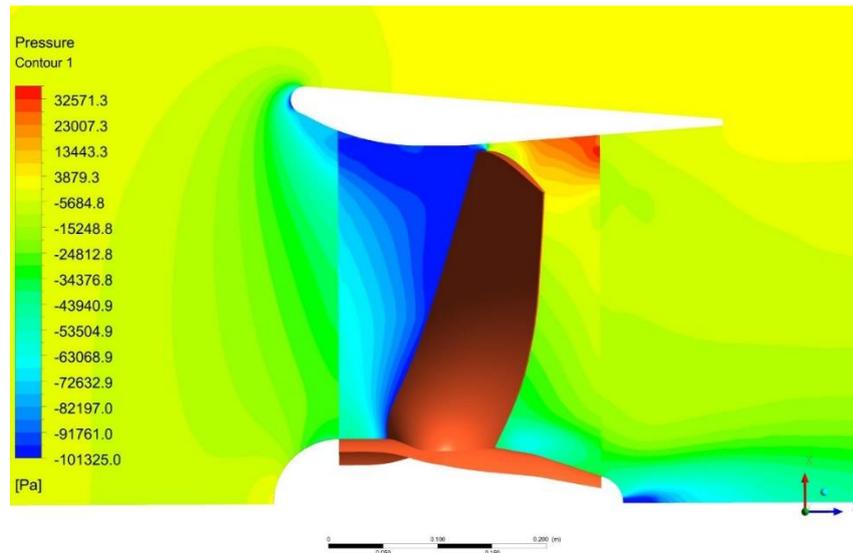
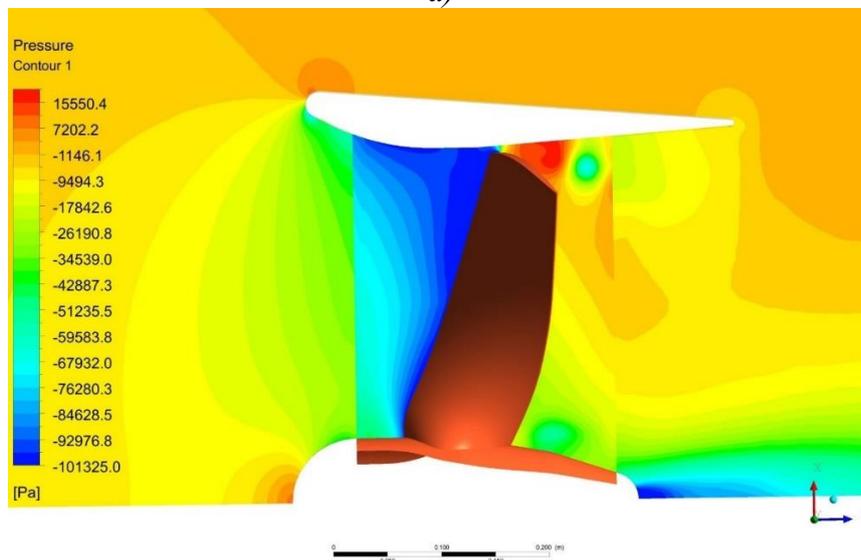


Рисунок 2.27 – Зависимость сопротивления ходовой части (в процентах от общего значения буксировочного сопротивления паромной машины) от скорости движения на воде

Анализ локальных параметров рабочих процессов проводится для ГВ рациональной конструкции, т.к. вариант ВД с ГВ исходной конструкции имеет подобное распределение параметров потока. На рис. 2.28 – 2.30 показаны поля давлений, вектора скоростей в продольной и поперечной плоскости ВД для двух режимов работы: швартового и скоростного.



а)



б)

Рисунок 2.28 – Контуры статического давления в продольной плоскости расчетной области:

*a* – на швартовом режиме; *б* – на скоростном режиме

Картина распределения давлений на швартовом и скоростном режимах показывает сильное разрежение на засасывающей стороне лопасти, а также в районе обтекателя. На швартовом режиме дополнительно создается разрежение на передней кромке кольцевой насадки и на засасывающей стороне лопасти ГВ, которое способствует образованию кавитационных каверн. Оценить расположение кавитационных каверн можно при помощи визуализации распределения объемной доли пара в ВД. Результаты численного моделирование, представленные на рисунке 2.29, *a* показывают, что область кавитации занимает большую часть лопасти ГВ, при этом начиная с относительного радиуса  $\bar{r} = 0,5$  кавитационная

каверна занимает всю длину хорды (рис. 2.29, б). Возникновение кавитации при работе ВД значительно ухудшает параметры рабочего процесса, уменьшая значения силы тяги, КПД и т.д., поэтому, для улучшения гидродинамических характеристик ВД, в случае выявления образования кавитационных каверн, необходимо в соответствии с предлагаемым математическим аппаратом проводить перепрофилирование лопасти ГВ.

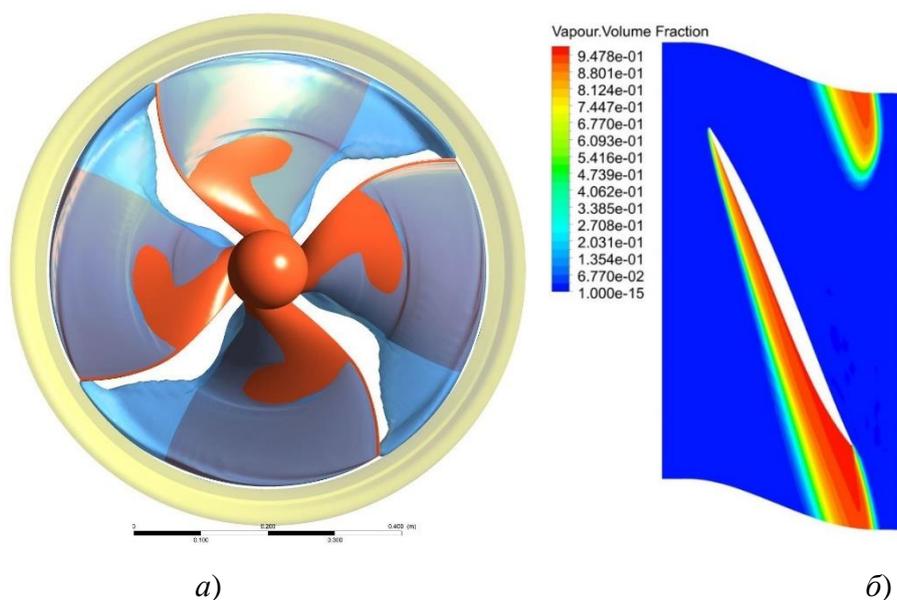


Рисунок 2.29 – Образование кавитационных каверн в ВД:

*a* – область кавитации в ВД;

*б* – образование кавитации на относительном радиусе лопасти  $\bar{r} = 0,5$

Распределение векторов скорости в продольной и поперечной плоскостях ВД приведены на рис. 2.30. Анализ результатов моделирования показывает, что на всех режимах работы движителя во всех плоскостях обеспечивается безотрывный подвод потока жидкости к ГВ.

На швартовом режиме работы ВД в продольной плоскости обтекание кольцевой насадки происходит несимметрично. В верхней части кольцевой насадки, за счет наличия стенок ниши для транспортировки ВД на суше, направление потока параллельно оси ВД. В нижней части, справа и слева поток воды направлен перпендикулярно стенкам кольцевой насадки, образуя обратные токи, ухудшая параметры рабочего процесса всего комплекса.

При движении самоходного парама по воде, за счет скоростного напора, отсутствуют потоки, направленные перпендикулярно кольцевой насадке. Подвод

воды к движителю происходит по S-образной траектории, образуя области завихрения потока в транспортировочной нише корпуса, ухудшая обтекание кольцевой насадки в верхней ее части, что приводит к уменьшению силы тяги ВД до 13% на расчетной частоте вращения ГВ.

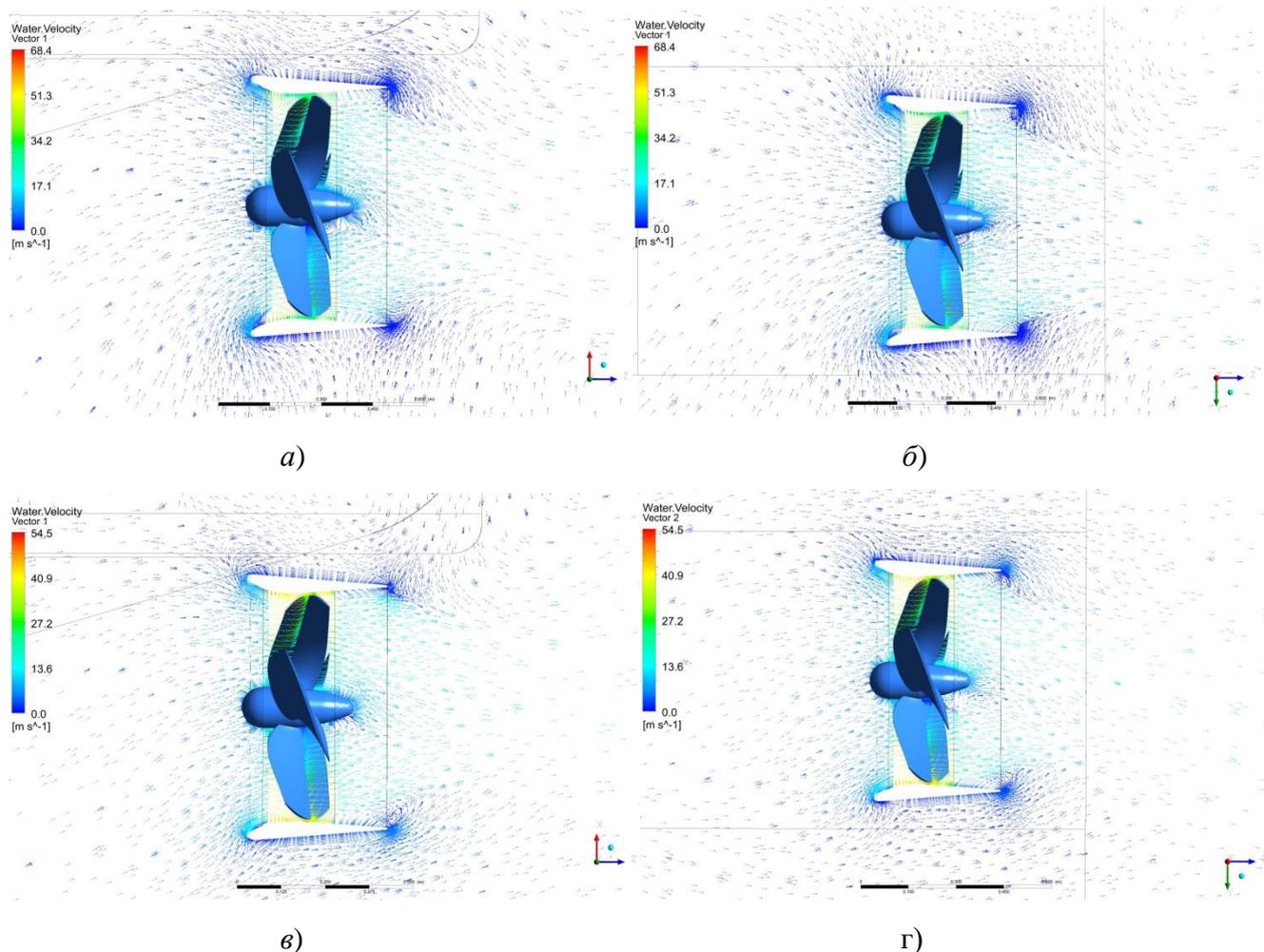


Рисунок 2.30 – Вектора скорости в продольном и поперечной плоскости ВД на разных режимах работы:

*а* – швартовый режим, продольная плоскость; *б* – швартовый режим, поперечная плоскость; *в* – скоростной режим, продольная плоскость; *г* – скоростной режим, поперечная плоскость

Таким образом, анализ распределения локальных параметров рабочего процесса ВД самоходных паромов позволяет провести оценку зон отрывных течений и образования кавитационных каверн, неравномерность полей скоростей и давлений. Эффективность ВД самоходного парома оценивается его интегральными параметрами.

Анализ параметров рабочего процесса ВД АМ проводится на основе анализа их интегральных характеристик. По результатам численного моделирования

определяются: сила тяги двигателя, КПД ГВ и мощность, затрачиваемая на привод винта (рис 2.31–2.37).

На рис. 2.31 приведены графики зависимости силы тяги ВД от частоты вращения вала двигателя. Результаты моделирования, представленные на рисунке 2.31, показывают, что возможность учета образования кавитационных каверн дает в два раза меньшее значение силы тяги. Кавитация начинает оказывать влияние на рабочий процесс уже с частоты вращения вала двигателя 1200 об/мин, замедляя рост характеристик ГВ.

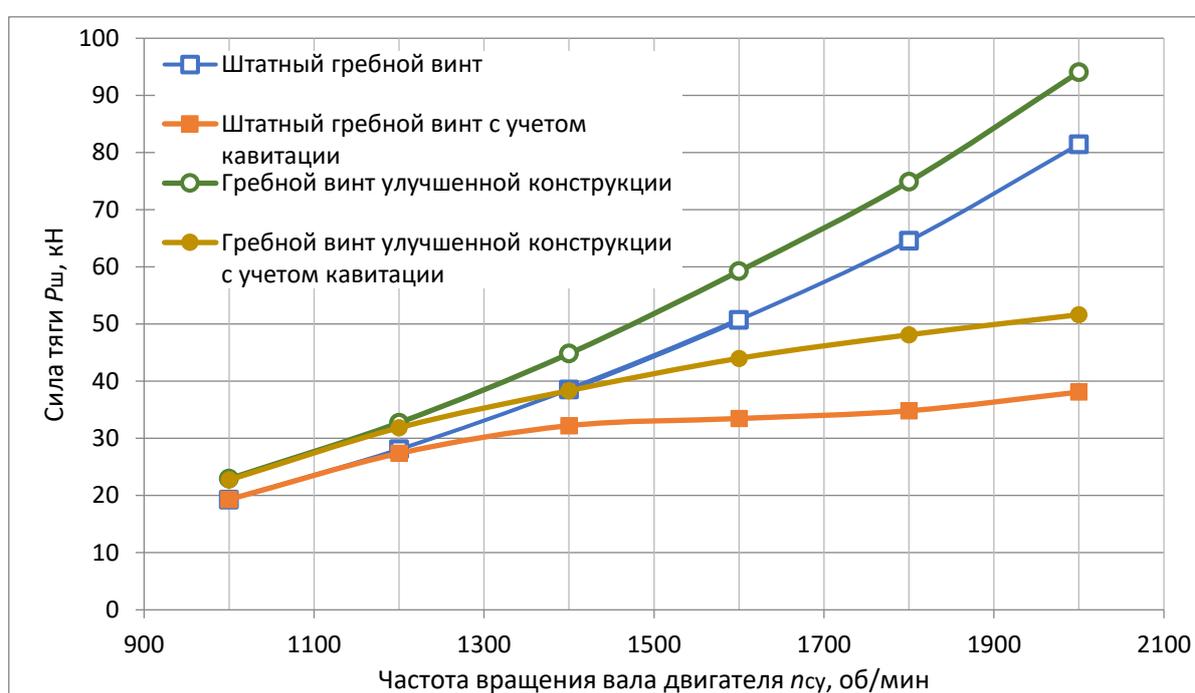


Рисунок 2.31 – Зависимость тяги на швартовах ВД от частоты вращения вала двигателя

На рис. 2.32 представлена зависимость силы тяги ВД от частоты вращения вала двигателя с затенением ГВ корпусом и без. Анализ графиков показывает затенение ВД корпусом самоходного парома на швартовом режиме, что уменьшает значение силы тяги на 5-7%.

Потребляемая мощность ГВ с ростом частоты вращения увеличивается (рис. 2.33), КПД ГВ при этом уменьшается (рис. 2.34). С ростом частоты вращения вала силовой установки на 50% КПД ГВ уменьшается на 30%, что объясняется образованием больших объемов кавитационных каверн на лопастях, которые ухудшают условия работы ГВ.

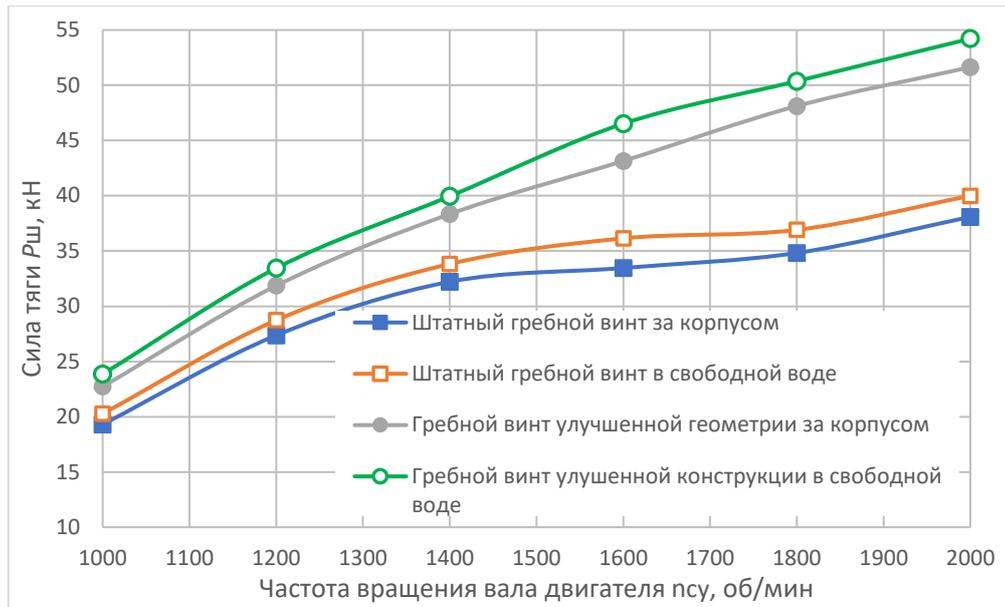


Рисунок 2.32 – Влияние затенения ВД корпусом самоходного паром

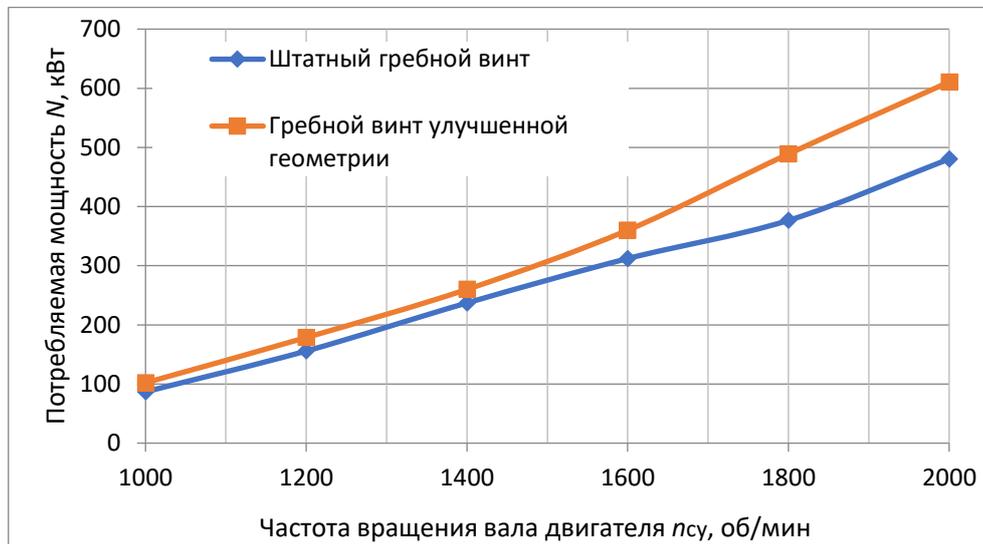


Рисунок 2.33 – Зависимость потребляемой мощности ГВ от частоты вращения вала СУ

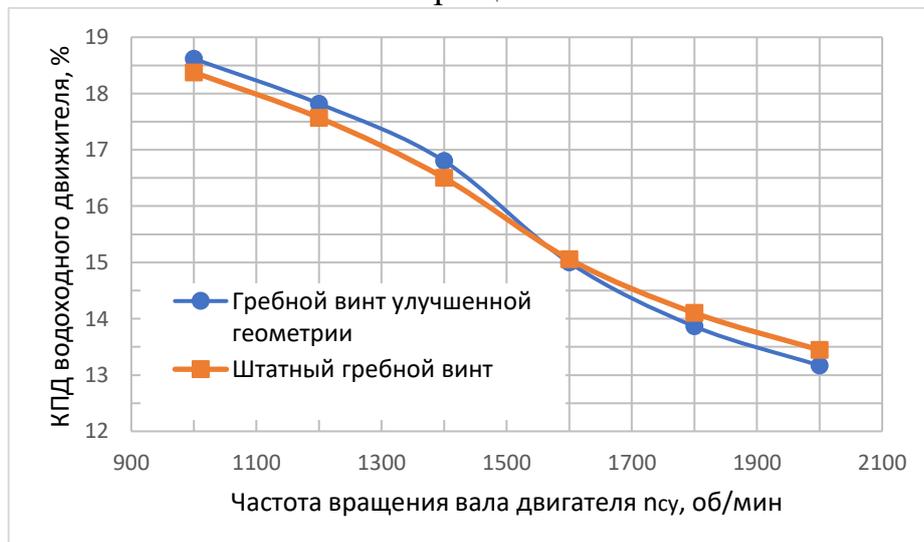


Рисунок 2.34 – Зависимость КПД ГВ от частоты вращения вала СУ

Основной интегральной характеристикой ВД АМ является зависимость силы тяги ГВ от скорости движения по воде при разных частотах вращения вала силовой установки, так называемая ходовая характеристика паромной машины. Ходовая характеристика позволяет определить достижимые скорости движения по воде для паромной машины.

Кривая сопротивления корпуса и значения силы тяги ВД были получены путем совместного расчета системы «корпус – водоходный движитель», что позволило учесть влияние работы ГВ на значение сопротивления корпуса паромной машины. Сравнение результатов численного моделирования единой системы и моделирования параметров рабочего процесса компонентов системы по отдельности показаны на рис. 2.35.

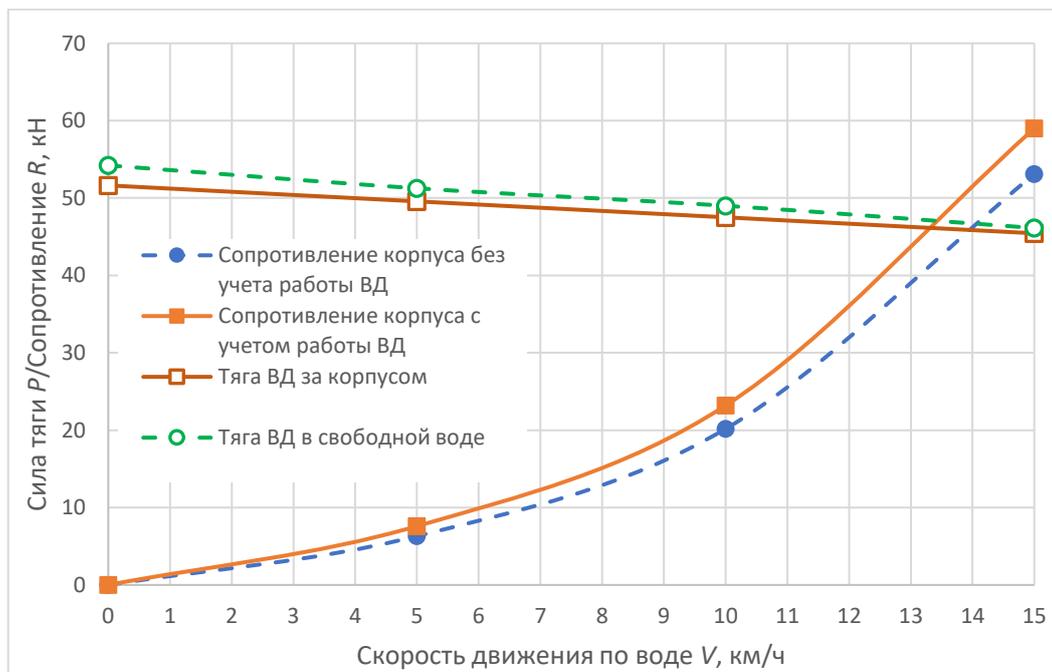


Рисунок 2.35 – Ходовая характеристика самоходного парома, полученная различными способами расчета

Анализ графика показывает, что при численном моделировании компонентов системы «корпус – водоходный движитель» по отдельности, результаты расчета являются завышенными на 5%, в то время как совместный расчет единой системы, за счет учета влияния элементов системы друг на друга, показывает результат, приближенный к реальности.

Анализ ходовой характеристики самоходного парома показывает, что на частоте вращения вала СУ  $n_{СУ} = 2000$  об/мин, самоходный паром достигает

установившегося движения на скорости 10,5 км/ч на штатных винтах (рис. 2.36) и 13,5 км/ч на новых винтах (рис. 2.37). Таким образом, улучшение геометрии ГВ позволила увеличить силу тяги на расчетном режиме на 37% при увеличении скорости движения паромной машины на 28,5% при неизменном значении КПД ВД.

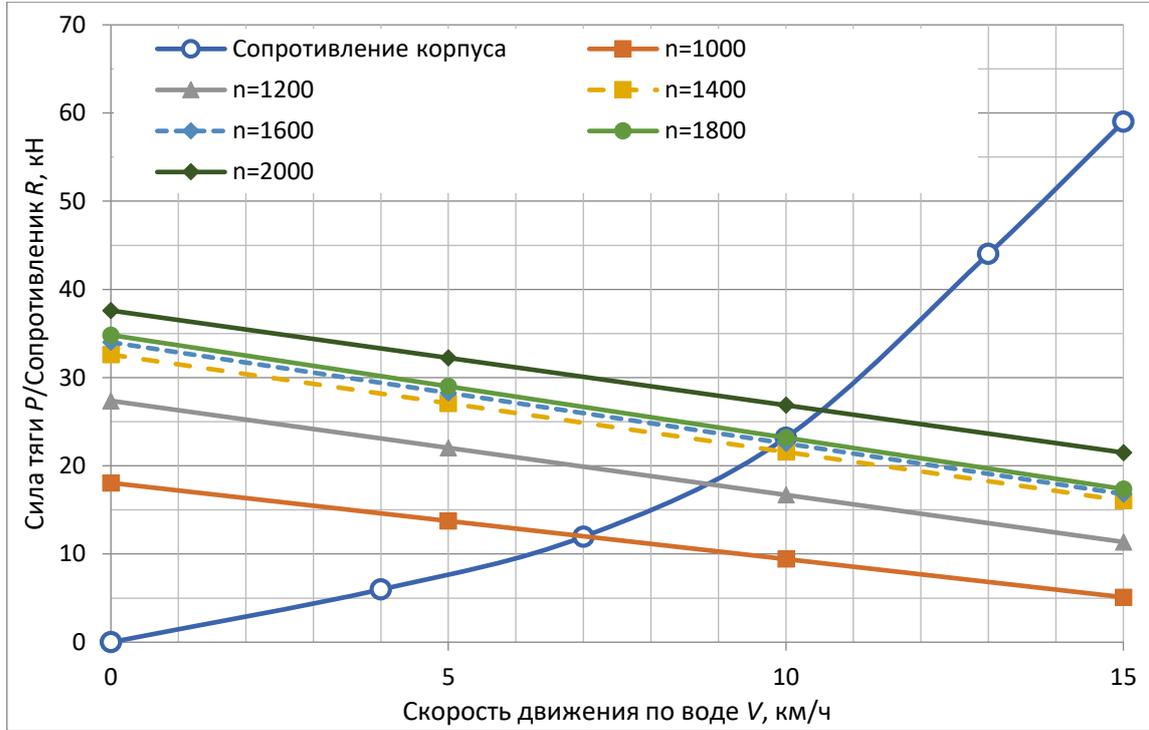


Рисунок 2.36 – Ходовая характеристика паромной машины со штатными винтами

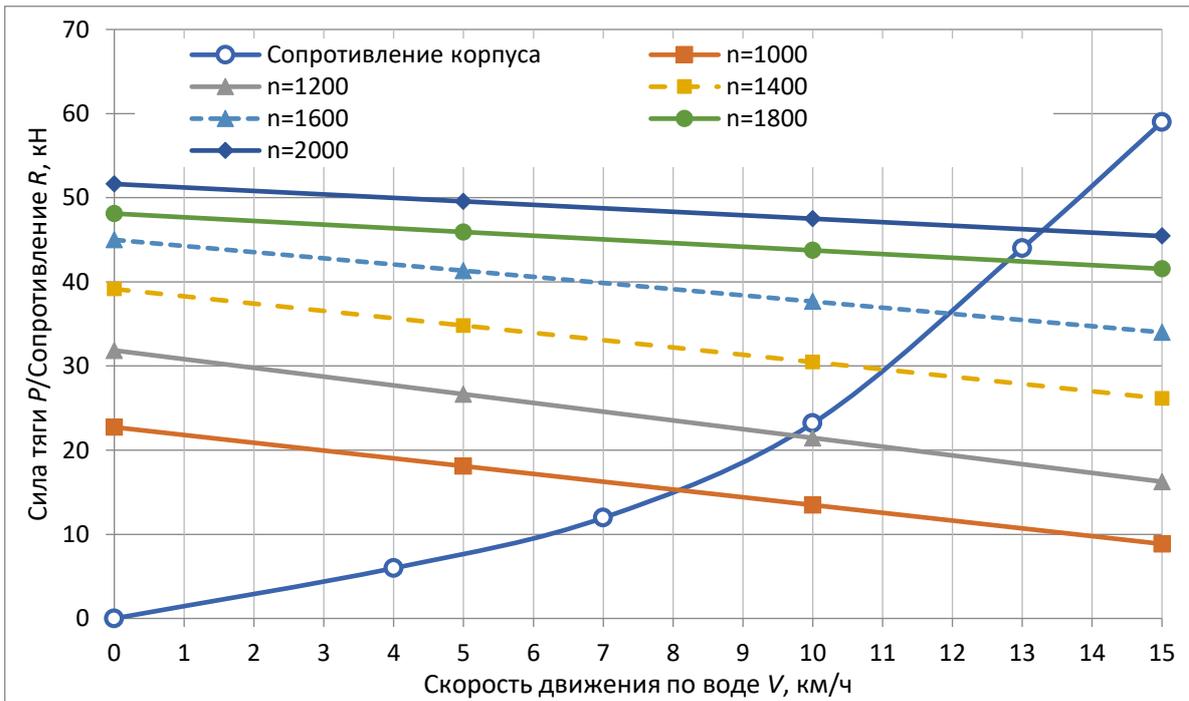


Рисунок 2.37 – Ходовая характеристика паромной машины с винтами улучшенной геометрии

Эффективность предлагаемого ГВ по сравнению с штатным оценивается пропульсивным коэффициентом  $\eta_p$ , который определяется отношением буксировочной мощности самоходного парома к мощности, затрачиваемой на вращение ГВ:

$$\eta_p = \frac{R \cdot V}{N_p}, \quad (2.25)$$

где  $R$  – буксировочное сопротивление корпуса самоходного парома;  $V$  – скорость движения паромной машины на воде;  $N_p$  – мощность, затрачиваемая на вращение ГВ.

Графики пропульсивных коэффициентов ГВ представлены на рисунке 2.38.

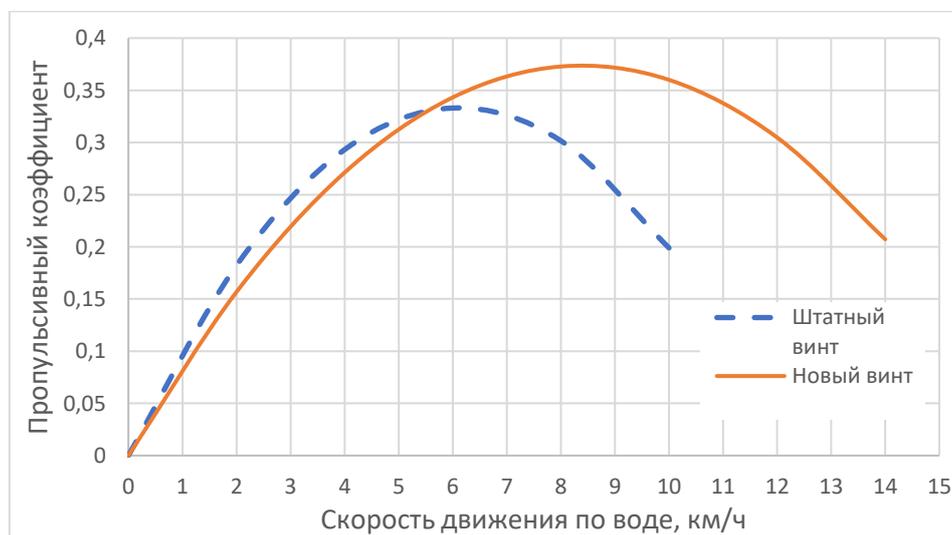


Рисунок 2.38 – Пропульсивный коэффициент штатного и предлагаемого ВД

Анализ графиков, представленных на рис. 2.38, показывает, что у предлагаемого ГВ  $\eta_p$  больше на 9%, при этом максимум достигается при достижении большей скорости. При равных значениях  $\eta_p$  максимальная скорость парома с предлагаемыми ГВ выше на 28,5%.

Зависимости силы тяги ВД, КПД, буксировочного сопротивления корпуса, потребляемой мощности ГВ, и распределение параметров потока в продольной и поперечной плоскостях ВД, полученные путем численного моделирования, позволяют провести комплексную оценку системы «корпус – водородный движитель» самоходного парома. Использование предлагаемого математического аппарата совместного моделирования корпуса и ВД АМ обеспечивает рост

гидродинамических характеристик паромной машины. Для оценки адекватности разработанной математической модели необходимо провести ее верификацию на основе результатов экспериментального исследования.

## **Выводы по главе 2**

Проведен анализ рабочих процессов, проходящих в ВД самоходных паромов. Определено, что ГВ являются наиболее нагруженными лопастными машинами, применяемыми в АМ, из-за ограничения диаметра и уменьшения гидравлического сечения, что приводит к большим коэффициентам нагрузки на лопасть и низким значениям КПД.

Выполнен расчет параметров и моделирование геометрии корпуса самоходного парома, определены основные размеры, рассчитываемые при проектировании корпусов АМ. Определены рекомендации целесообразных диапазонов значений основных параметров корпуса, обеспечивающих прохождение машиной водных преград с максимальной грузоподъемностью и перевозку паромной машины различными видами транспорта. Проведен расчет буксировочного сопротивления паромной машины известными методиками, проведен их сравнительный анализ. Результаты анализа показывают, что выбор методики определения буксировочного сопротивления АМ зависит от массогабаритных характеристик плавающих машин и т.д. Наиболее перспективным является определение буксировочного сопротивления АМ численным моделированием, который позволяет учесть особенности геометрии корпуса и элементов ходовой части.

Выполнен расчет ГВ ВД АМ с целью увеличения силы тяги для существенного повышения ходовых характеристик паромной техники. Проведены основные расчеты параметров рабочего процесса комплекса «гребной винт – кольцевая насадка», выполнено построение трехмерной модели ГВ для последующего расчета системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель».

Сформирована математическая модель для расчета системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» с учетом влияния корпуса и ВД друг на друга. Математическая модель позволяет учесть неравномерность полей давления, скорости, и образование кавитационных каверн, вызванных местным понижением давления на передней стенке лопасти ГВ. В численном моделировании применена модель кавитации Релэ-Плессета, использована модель турбулентности *SST*.

Исследование рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель» показал, что области завихрения в основном вызывают элементы ходовой части паромной машины, достигая 36% от общего буксировочного сопротивления на скорости 15 км/ч. Анализ результатов моделирования показал, что образование зон кавитации уменьшает силу тяги на швартовах в два раза. На засасывающей стороне лопасти ГВ имеются зоны кавитации, которые образуются из-за наличия зон низкого статического давления. Показано распределение кавитационных каверн по диску ГВ, построено распределение объемной доли пара на относительном радиусе лопасти ГВ  $\bar{r} = 0,5$ . Результаты моделирования показывают, что кавитационная каверна, уменьшающая значения параметров рабочего процесса в два раза, занимает всю длину хорды, начиная с середины лопасти. Для увеличения силы тяги и уменьшения объема кавитационных каверн целесообразно проведение перепрофилирование лопасти ГВ.

Рассчитана ходовая характеристика паромной машины, определены максимально достижимые скорости хода по воде с применением штатных ГВ и ГВ рациональной геометрии. Определено, что увеличение силы тяги на расчетном режиме на 37% позволяет увеличить скорость движения паромной машины на 28,5% при неизменном значении КПД ВД.

Предложенную математическую модель рекомендуется использовать при расчете локальных и интегральных параметров рабочего процесса ВД самоходных паромов.

### **ГЛАВА 3. ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ**

Верификация результатов моделирования рабочих процессов ВД самоходных паромов необходима с целью подтверждения адекватности используемой математической модели, поскольку определение основных характеристик рабочего процесса ВД паромных машин выполнялось с использованием различных эмпирических коэффициентов, адекватных для определённой выборки параметров, условий эксплуатации, и имеющих некоторые допущения и ограничения, которые приводят к возможным отклонениям математической модели от характеристик реального объекта.

#### **3.1 Разработка методики экспериментальных исследований водоходных движителей**

Экспериментальные исследования рабочих процессов ВД самоходных паромов позволяют установить степень корректности используемых математических моделей и провести верификацию результатов численного моделирования.

Основные этапы разработки методики экспериментальных исследований ВД, представленные на рисунке 3.1, включают в себя определение цели и задач исследования, описание объекта исследования, экспериментального стенда и контрольно-измерительной аппаратуры, разработки программы исследования и обработки результатов экспериментальных исследований.

Целью исследований является подтверждение адекватности используемой математической модели определения основных характеристик рабочего процесса ВД самоходного парома.

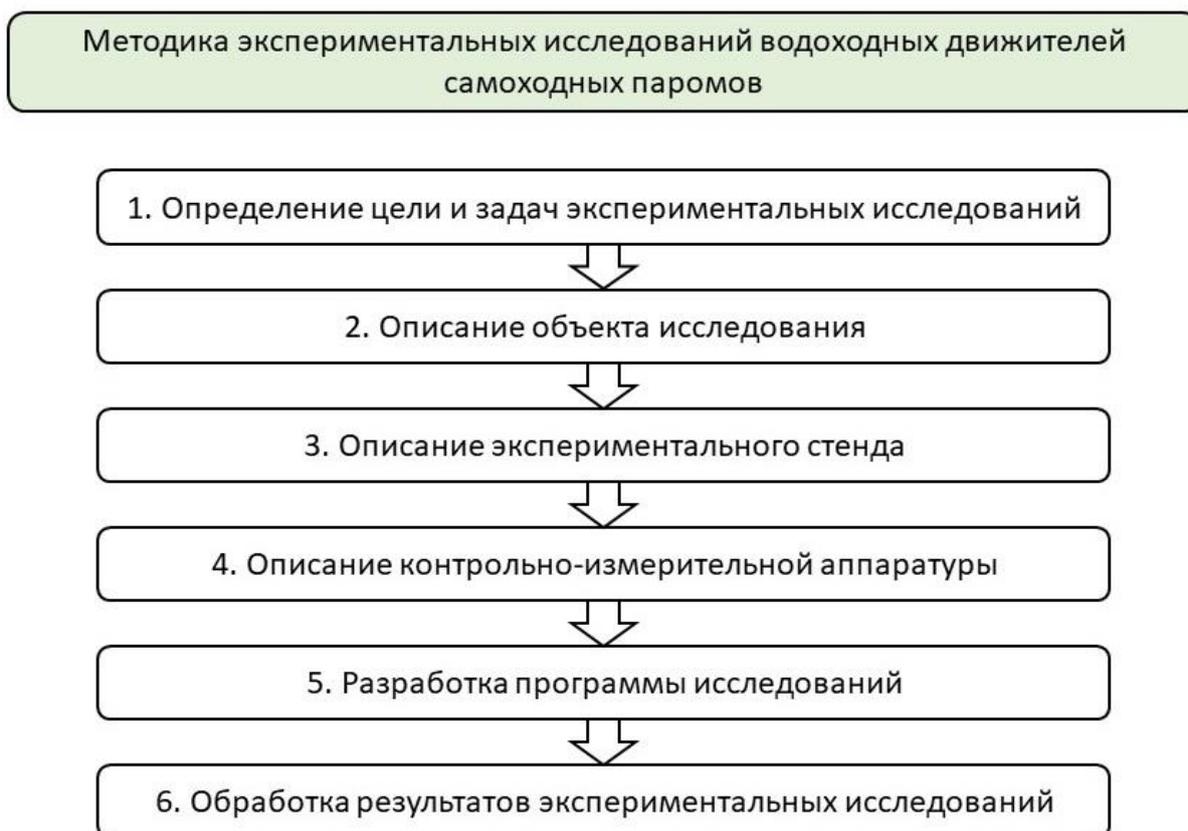


Рисунок 3.1 – Методика экспериментальных исследований ВД самоходных паромов

Задачи исследования:

1. Разработка компоновочного решения экспериментальной установки.
2. Настройка и отладка экспериментального оборудования, подбор контрольно-измерительных приборов для проведения испытаний.
3. Определение перечня исходных и измеряемых параметров, регистрируемых в процессе проведения экспериментальных исследований.
4. Разработка программы проведения испытаний.
5. Снятие основных характеристик рабочего процесса ВД.
6. Обработка результатов экспериментального исследования.
7. Верификация результатов численного моделирования с результатами экспериментальных исследований.

Объектом исследований является ГВ с измененной геометрией лопастей, входящий в состав ВД самоходного паромы ПММ-2М (рис. 2.8).

ГВ улучшенной конструкции сварной, четырехлопастной, правого вращения. Внутренние полости лопастей залиты канифолью во избежание нарушения

балансировки винта в случае попадания в них воды через трещины сварных швов. Штатный ГВ и ГВ рациональной конструкции изображены на рис. 3.2, их основные характеристики представлены в таблице 2.4.

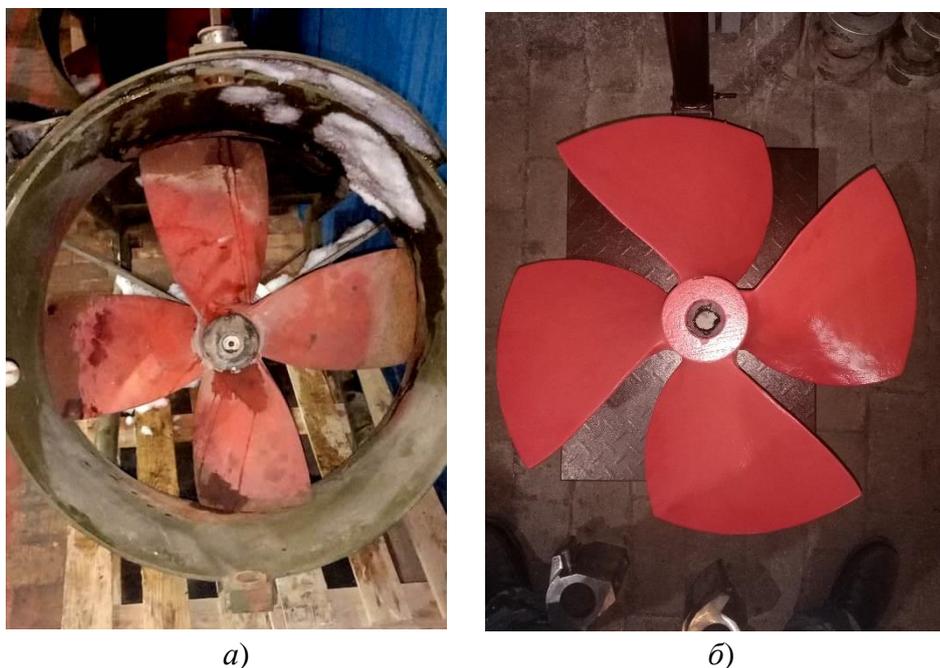


Рисунок 3.2 – Гребные винты:  
*a* – штатный ГВ; *б* – ГВ рациональной геометрии

Экспериментальные исследования рабочих процессов, проходящих в ВД, проводятся на базе паромно-мостовой машины ПММ-2М.

Характеристики паромно-мостовой машины ПММ-2М и энергетической установки В-46-5 (выборочно):

1. Длина × ширина (в рабочем положении) – 13,0 × 9,9 м;
2. Максимальная осадка без груза (без учета провисания гусениц) – 1,4 м;
3. Максимальная осадка с массой груза 42,5 т (без учета провисания гусениц) – 1,8 м;
4. Запас плавучести – 10%;
5. Масса – 36 т;
6. Мощность двигателя – 522,6 кВт (710 л.с.);
7. Частота вращения вала СУ – 2000 об/мин;
8. Максимальная скорость движения на воде с массой груза 42,5 т (на штатных винтах) – 10 км/ч.

ВД ПММ-2М (рис. 3.3) расположен в кормовой части основного корпуса, состоит из двух опор-дейдвудов, двух карданных валов, двух гребных винтов в кольцевых насадках с рулями, механизма их подъема в походное положение и опускание в рабочее положение, замков походного положения.

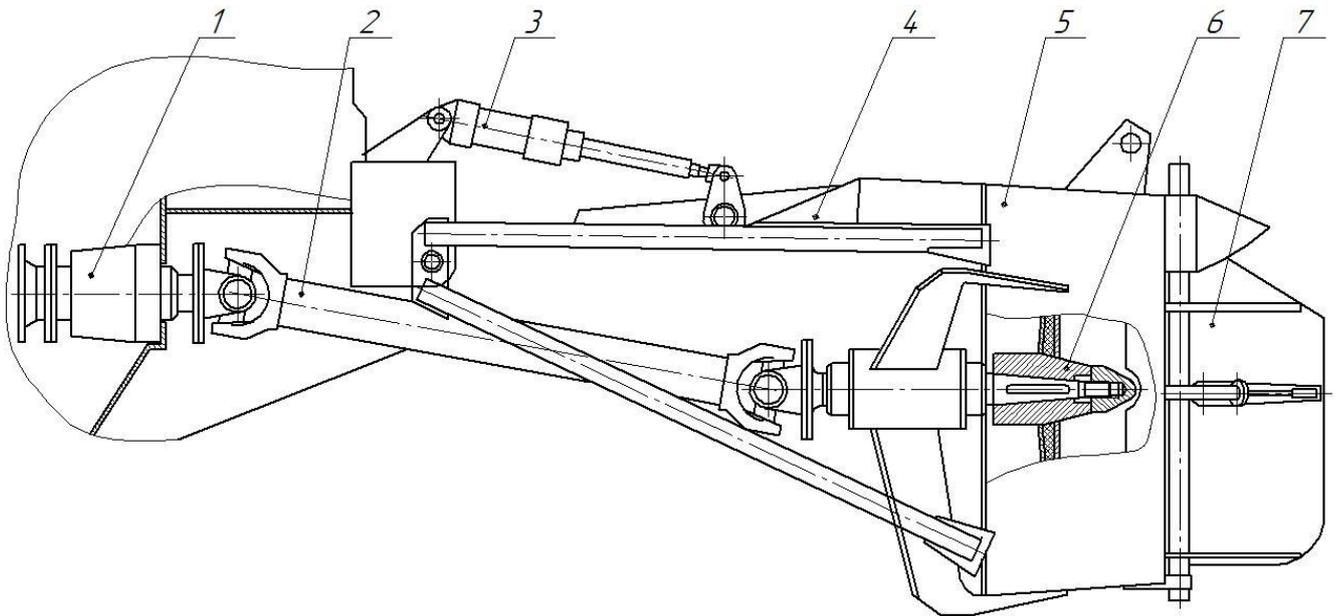


Рисунок 3.3 – ВД паромно-мостовой машины:

1 – опора-дейдвуд; 2 – карданный вал; 3 – гидроцилиндр механизма подъема и опускания движителя; 4 – корпус движителя; 5 – кольцевой насадок; 6 – гребной винт; 7 – руль

Опора-дейдвуд передает крутящий момент от трансмиссии на карданный вал ВД, и предотвращает попадание воды в корпус машины. В опоре-дейдвуде установлено предохранительное устройство, предотвращающее поломку трансмиссии в случае заклинивания ГВ.

Карданный вал передает крутящий момент на вал ГВ, состоит из двух фланцев-вилок, двух крестовин, приварных вилок, шлицевого хвостика вилки, трубы и подшипников. Соединение карданного вала с другими элементами ВД осуществляется болтами через фланцы на концах вала.

Основными элементами ВД являются корпус с кольцевой насадкой, вал ГВ, ГВ и руль. Корпус с насадкой сварен из труб и листового материала. Кольцевая насадка, предназначенная для обеспечения равномерного притока воды к ГВ, при помощи ребер соединена к ступице. Подъем и опускание корпуса ВД осуществляется гидроцилиндром.

Вал ГВ установлен на двух подшипниках в ступице. ГВ установлен на конусной части вала, закреплен гайкой. Крутящий момент передается через шпоночное соединение.

Руль состоит из пера и вваренного в него баллера. Управление рулями механическое, дистанционное. Основными частями системы управления являются штурвальное устройство, троса, рычаги и тяги.

Собранный экспериментальный стенд (ВД ПММ-2М с установленным ГВ улучшенной геометрии) представлен на рисунке 3.4.



Рисунок 3.4 – ВД ПММ-2М с ГВ улучшенной геометрии

Определение основных характеристик рабочих процессов ВД во время экспериментальных исследований проводится с помощью контрольно-измерительных приборов, представленных в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Используемые контрольно-измерительные приборы

№	Наименование	Марка прибора	Основные характеристики	Погрешность измерения
1	2	3	4	5
1	Динамометр	ДПУ-10-2	Пределы измеряемых усилий: нижний – 1 кН; верхний – 10 кН. Цена деления шкалы – 0,1 кН	±2%
2	Лазерный дальномер	<i>Mastech MS6414</i>	Диапазон измерения: 0,046...40 м. Дискретность: 1 мм. Номинальное время измерения: 0,5 с.	±1,5 мм

Окончание табл. 3.2

1	2	3	4	5
3	Цифровой тахометр	<i>Mastech MS6208B</i>	Диапазон измерения: 50...19999 об/мин. Дистанция до объекта: 50...250 мм.	±0,03%
4	Электронный анемометр	<i>Mastech MS6252A</i>	Диапазон измерения скорости воздушного потока: 0,4...30 м/с. Рабочая высота: 2000 м максимум.	±3%
5	Цифровой мультиметр	<i>Mastech MY64</i>	Диапазон измерения температуры: -20°C...1000°C. Количество измерений в секунду:3	±2%
6	Секундомер механический	Агат-СМ60	Емкость секундной шкалы: 60 сек. Цена деления шкалы: 0,2 с. Емкость минутной шкалы: 30 мин. Цена деления шкалы: 1 мин	Погрешность за 30 минут: ±1,6 с
7	Секундомер механический	Агат-4295А	Емкость секундной шкалы: 60 сек. Цена деления шкалы: 0,2 с. Емкость минутной шкалы: 60 мин. Цена деления шкалы: 1 мин	Погрешность за 60 минут: ±1,8 с
8	Угломер универсальный оптический	0-360 тип3	Диапазон измерения: 0...360 °. Цена деления: 5'.	±5'
9	Штангенрейсмас	ШР-250	Диапазон измерений: 0...250 мм. Цена деления по нониусу: 0,05 мм	±0,03 мм
10	Рулетка металлическая	P10УЗК	Длина шкалы рулетки: 10 м. Цена деления шкалы:1 мм	±0,5 мм
11	Плита измерительная	–	–	–

ВД с установленным ГВ рациональной конструкции и средства измерения позволяют с достаточной точностью провести исследования параметров рабочего процесса ВД паромно-мостовой машины.

### **3.2 Разработка программы проведения экспериментальных исследований водоходных движителей**

Разработка программы проведения испытаний является основным этапом разработки методики экспериментальных исследований, и включает в себя последовательность действий и инструкции по их выполнению.

При проведении экспериментальных исследований и выполнении измерений соблюдаются правила безопасности, установленные нормами и правилами в нормативных документах [74-76]. Перед началом испытаний проводится

инструктаж по технике безопасности с членами экипажа и испытательной группы. В экипаж испытываемой машины отбирают лиц, умеющих плавать и ознакомленных с действиями при возникновении аварийной ситуации. Экипаж обеспечивается индивидуальными спасательными средствами, а на участке испытаний подготавливают спасательные средства с экипажами спасателей.

Испытываемая паромно-мостовая машина должна быть укомплектована до полной массы, технически исправна и подготовлена к испытаниям. При подготовке к проведению натуральных испытаний выполняются этапы:

1. Внешний контрольный осмотр паромной машины.

Проводится проверка наличия пробок, лючков с прокладками и контроль мест подводной части машины, через которые в корпус может поступать забортная вода при преодолении машиной водной преграды.

2. Контрольный осмотр ВД паромной машины.

Проводится проверка отсутствия посторонних предметов в ВД и трещин на сварных швах ГВ и кольцевой насадки, наличия ограничителей руля.

3. Проверка герметичности корпуса испытываемой паромной машины.

Машину необходимо завести в воду до ее всплытия, и оставить в воде на полчаса. По истечении указанного времени машину выводят на берег и определяют места, из которых идет вода, принимаются меры по устранению обнаруженных течей.

4. Проверка работоспособности штатных систем машины.

5. Проверка работоспособности водооткачивающих устройств.

6. Проверка работоспособности водоходного движителя.

7. Проверка работоспособности систем двигателя.

Машина для проведения испытаний должна иметь настройку топливной аппаратуры двигателя в соответствии с указанием завода изготовителя. Все этапы испытаний проводится на одной машине. Замена машины и перенастройка топливной аппаратуры не допускается.

Акватория для проведения испытаний (рис.3.5) выбирается с глубиной не менее 2-х осадок машины, длиной 300-400 м и шириной 100-200 м [35].

Необходимо составить карту глубин акватории для выбора участков большой протяженности с примерно постоянной глубиной воды. Подъездные пути к акватории должны обеспечить доставку паромной машины своим ходом. Течение на мерном участке должно отсутствовать. Наличие течения на мерном участке требует необходимости внесения соответствующих поправок при снятии скоростных характеристик.

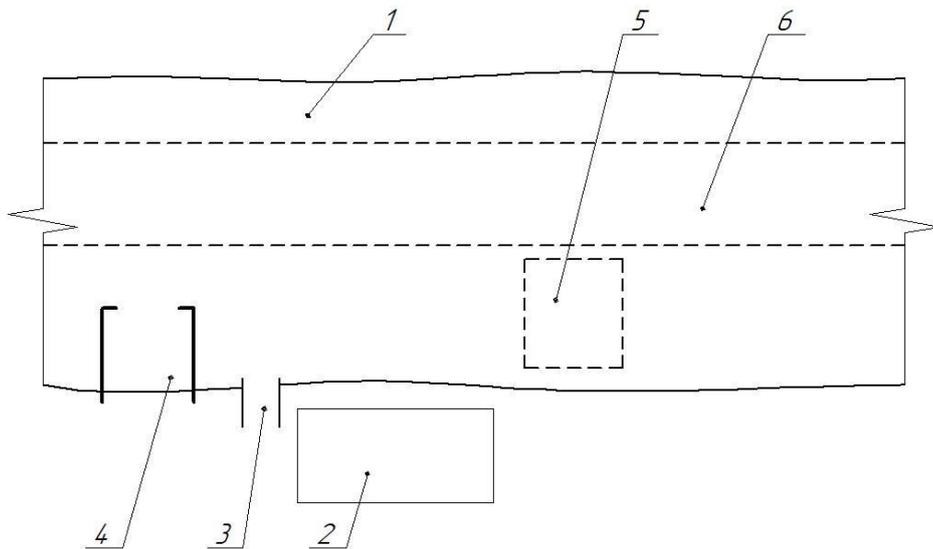


Рисунок 3.5 – Схема испытательной акватории:

- 1 – акватория; 2 – участок обслуживания испытываемой машины; 3 – участок входа в воду;
- 4 – участок оценки герметичности корпуса, плавучести, запаса плавучести машины;
- 5 – участок проведения швартовых испытаний; 6 – зона проведения скоростных испытаний

В районе проведения испытаний необходимо организовать участок для монтажа/демонтажа ГВ и места установки контрольно-измерительного оборудования для измерения геометрии ГВ с обеспечением необходимого количества оснастки и квалифицированного персонала.

На участке проведения испытаний устанавливается флюгер для определения направления ветра и производится замер силы ветра по данным анемометра. Данные заносятся на мерную схему, при этом выполняется привязка к направлению на «Север».

В случае механической поломки лопастей ГВ, не выдержавших нагрузки, их необходимо извлечь из акватории для детального исследования дефектов и их устранения в дальнейшем. Для этого предусматривается комплект оборудования для глубоководного плавания и наличие опытного аквалангиста.

В случае отклонения геометрических параметров ГВ на любом из этапов испытаний, дальнейшие испытания прекращаются и проводится детальный анализ выявления и измерения мест деформации конструкции. Исследования проводятся на предприятии-изготовителе, либо, при наличии необходимого оборудования и технического персонала – по месту проведения испытаний.

Экспериментальные исследования рабочего процесса ВД паромно-мостовой машины ПММ-2М делятся на этапы:

#### 1. Испытания штатных ГВ.

Проведение экспериментальных исследований штатных ГВ подразумевает выполнение нескольких пунктов:

1.1 Сведение частоты вращения выходного вала двигателя (по штатному тахометру машины) и ГВ с исходной геометрией лопасти по внешнему оптическому тахометру на суше; результаты замеров заносятся в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Сведение частоты вращения вала двигателя и вала ГВ

№ п/п	Частота вращения вала двигателя, об/мин	Расчетная частота вращения ГВ, об/мин	Измеренная частота вращения ГВ, об/мин	Примечание
1	1000	593	570	Передаточное отношение редуктора 1,685
2	1200	712	710	
3	1400	830	856	
4	1600	949	1005	
5	1800	1068	1074	
6	2000	1186	1163	

#### 1.2 Измерение силы тяги штатных ГВ на швартовах.

Измерение силы тяги ВД на швартовых проводится при расположении паромной машины на расстоянии 30-50 м от берега и глубине воды 6 м. Машина тросом соединяется с другой машиной, надежно заторможенной на берегу. Динамометрической устройство располагается на испытываемой машине, трос совмещен с продольной осью машины. Размещение испытываемой машины близко к берегу при швартовых испытаниях не допускается. Схема замера силы тяги ВД на швартовах представлен на рис. 3.6. Измерение силы тяги (рис. 3.7) проводится по динамометру на установленной частоте вращения вала двигателя, результаты замеров заносятся в таблицу 3.4.

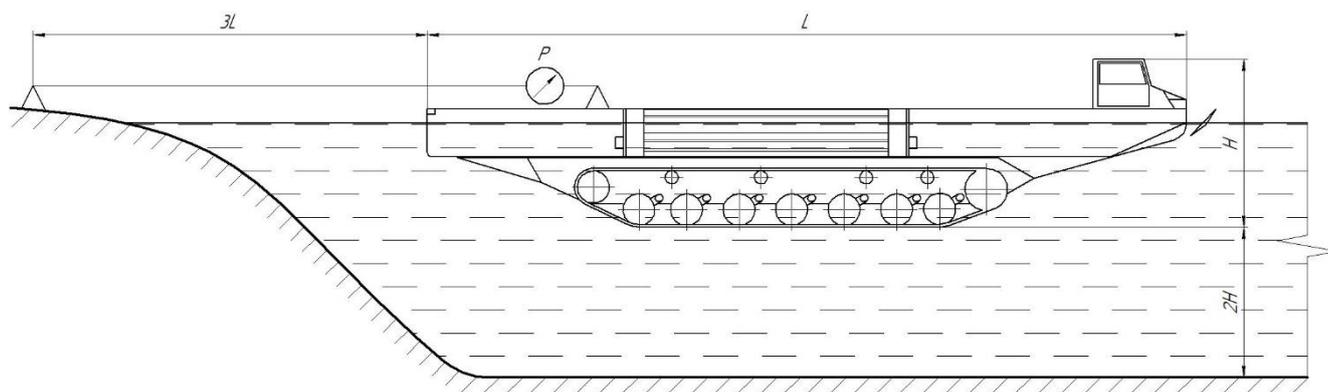


Рисунок 3.6 – Схема замера силы тяги на швартовах



Рисунок 3.7 – Процесс замера силы тяги ВД

Таблица 3.4 – Измерение силы тяги ВД на швартовных испытаниях

№ п/п	Частота вращения вала двигателя, об/мин	Частота вращения ГВ, об/мин	Развиваемое усилие, тс
1	1000	570	1,3
2	1200	710	1,9
3	1400	856	2,6
4	1600	1005	2,8
5	1800	1074	2,7
6	2000	1163	2,9

1.3 Измерение скорости машины на воде в грузу на мерном участке по установленной частоте вращения вала двигателя.

Измерение скорости испытываемой машины проводится на мерном участке длиной 300-400м. В состав мерного участка (рис. 3.8) входят участки разгона, замера и торможения машины. Длина участка измерения скорости должна быть не менее 80 м, а удаление линии хода машины от ближних створов должна быть не более 70-80 м. Уставленные на берегу мерного участка створы не должны

закрываются растительностью и строениями. В створах выставляются помощники (смотрящие) с флажками, которые поднимают флажок при попадании визуального наблюдения машины в створы. С момента поднятия флажка засекается время мерного участка. Параллельно с замерах времени прохода машины через створы идет определение скорости машины на воде по *GPS* навигатору. Результаты замеров заносятся в таблицу 3.5.

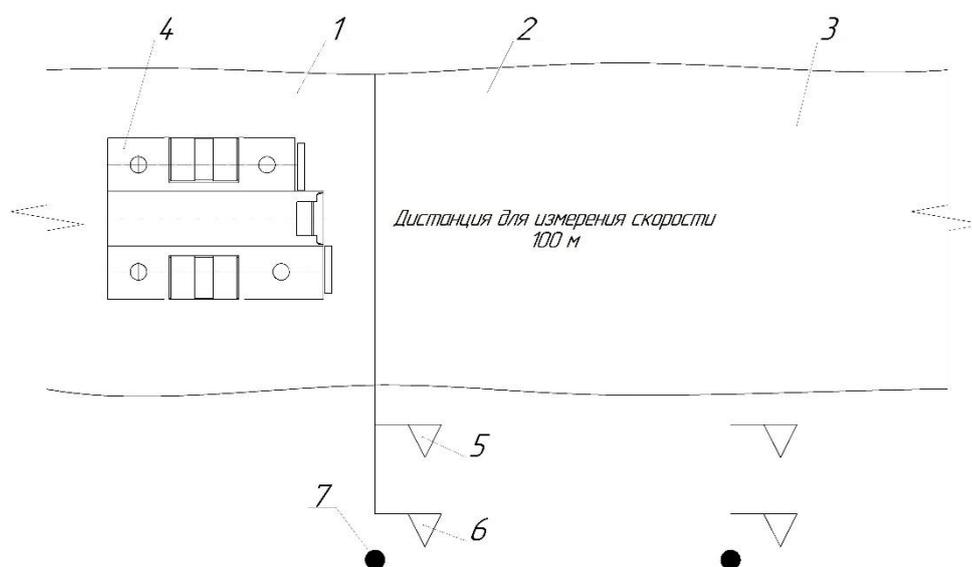


Рисунок 3.8 – Схема замера скорости ПММ-2М:

- 1 – участок разгона; 2 – участок измерений; 3 – участок торможения и разворота;  
4 – испытываемая машина; 5 – ближний секущий створ; 6 – дальний секущий створ;  
7 – смотрящий с флажком

Таблица 3.5 – Измерение скорости ПММ-2М на воде в грузу со штатными ГВ

№ п/п	Частота вращения вала двигателя, об/мин	Скорость ПММ-2М, ход по течению, км/ч	Скорость ПММ-2М, ход против течения, км/ч
1	1000	9,0	5,5
2	1200	10,0	7,0
3	1400	11,0	8,0
4	1600	11,5	8,0
5	1800	11,5	8,0
6	2000	12,0	8,5

## 2. Испытания ГВ рациональной геометрии

Проведение экспериментальных исследований ГВ рациональной геометрии подразумевает выполнение пунктов, аналогичных испытаниям штатных ГВ, за исключением сведения частот вращения вала двигателя и вала гребного винта. Дополнительно, для оценки прочностных показателей, проводится замер геометрических параметров ГВ до и после проведения всех испытаний.

### 2.1 Определение геометрических параметров лопастей ГВ.

Перед установкой винтов на самоходный паром проводятся необходимые замеры геометрии лопастей ГВ. Нумерация лопастей производится от паза стопорной шайбы по часовой стрелке. Результаты замеров заносятся в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Замер геометрических параметров лопастей ГВ улучшенной геометрии

№ п/п	Радиус замера, мм	Шаговый угол лопасти, °								Высота выходящей кромки лопасти, мм							
		Правый винт				Левый винт				Правый винт				Левый винт			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	70	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8
2	198	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3
3	325	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4

## 2.2 Измерение силы тяги ГВ улучшенной геометрии на швартовах.

Измерение силы тяги ГВ выполняется в соответствии с требованиями и последовательностью действий, изложенными в пункте 1.2 замера силы тяги штатных ГВ. Результаты замеров заносятся в таблицу 3.7.

Таблица 3.7 – Измерение силы тяги ГВ улучшенной геометрии на швартовных испытаниях

№ п/п	Частота вращения вала двигателя, об/мин	Частота вращения ГВ, об/мин	Развиваемое усилие, тс
1	1000	570	2,6
2	1200	710	3,3
3	1400	856	4,0
4	1600	–	–
5	1800	–	–
6	2000	–	–

2.3 Измерение скорости машины на воде в грузу на мерном участке по установленной частоте вращения вала двигателя.

Измерение скорости машины на воде проводится в соответствии с требованиями и последовательностью действий, изложенными в пункте 1.3 замера скорости паромной машины на воде со штатными ГВ. Процесс проведения скоростных испытаний представлен на рис 3.9. Результаты замеров заносятся в таблицу 3.8.



Рисунок 3.9 – Процесс проведения скоростных испытаний

Таблица 3.8 – Измерение скорости ПММ-2М на воде в грузу с ГВ улучшенной геометрии

№ п/п	Частота вращения вала двигателя, об/мин	Скорость ПММ-2М, ход по течению, км/ч	Скорость ПММ-2М, ход против течения, км/ч
1	1000	11	7
2	1200	12	8
3	1400	13	10
4	1600	14	12
5	1800	15	13
6	2000	16	14

2.4 Определение деформации геометрии лопастей ГВ рациональной геометрии.

ГВ улучшенной геометрии после проведения швартовых испытаний снимаются с паромной машины, и проводится измерение геометрических параметров лопасти на предмет отсутствия их отклонений от исходных значений. Результаты замера приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Замер геометрических параметров лопастей ГВ улучшенной геометрии

№ п/п	Радиус замера, мм	Шаговый угол лопасти, °								Высота выходящей кромки лопасти, мм							
		Правый винт				Левый винт				Правый винт				Левый винт			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	70	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8	149,8
2	198	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	28,54	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3	181,3
3	325	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4

Результаты экспериментальных исследований используются для верификации математической модели рабочего процесса ВД самоходных паромов.

### 3.3 Обработка экспериментальных данных и верификация результатов математического моделирования водоходных движителей

В процессе проведения экспериментальных исследований получены данные, описывающие основные параметры рабочего процесса, проходящих в ВД. Поскольку в результате проведения экспериментальных исследований для каждой частоты вращения вала двигателя было замерено только одно значение силы тяги и скорости движения на воде, анализ результатов испытаний ВД сводится к построению графиков зависимостей силы тяги ГВ и скорости движения самоходного паром ПММ-2М от частоты вращения вала ГВ (рис. 3.10-3.11).

Данные экспериментального исследования используются при верификации результатов численного моделирования водоходных движителей самоходных паромов.

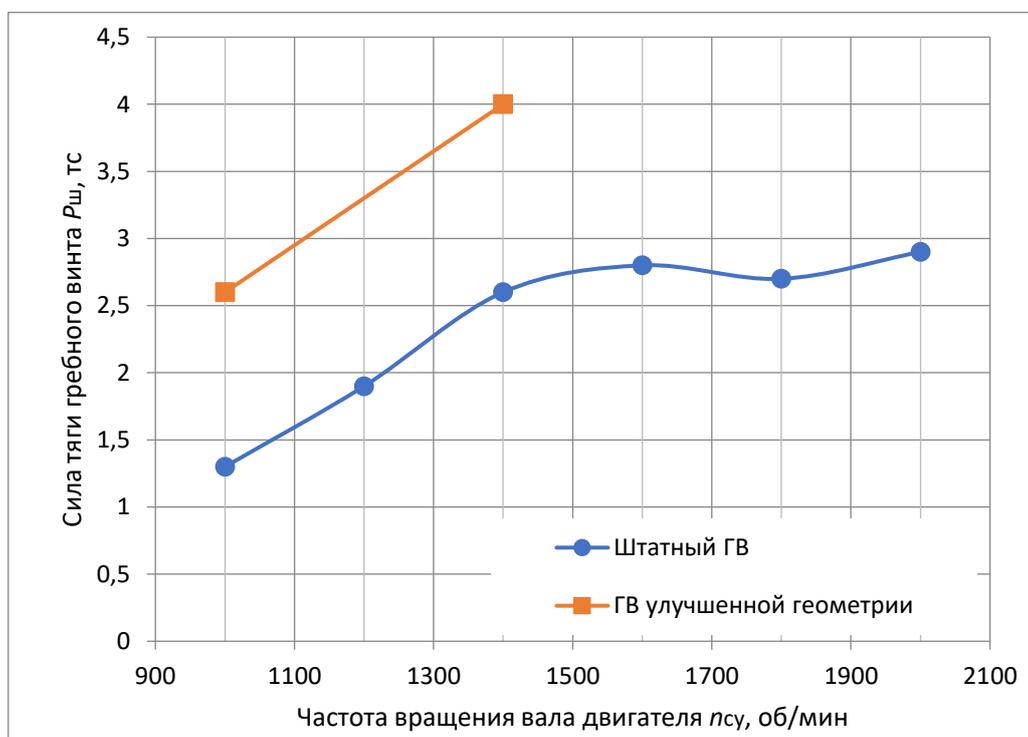


Рисунок 3.10 – Зависимость силы тяги ГВ от частоты вращения вала СУ

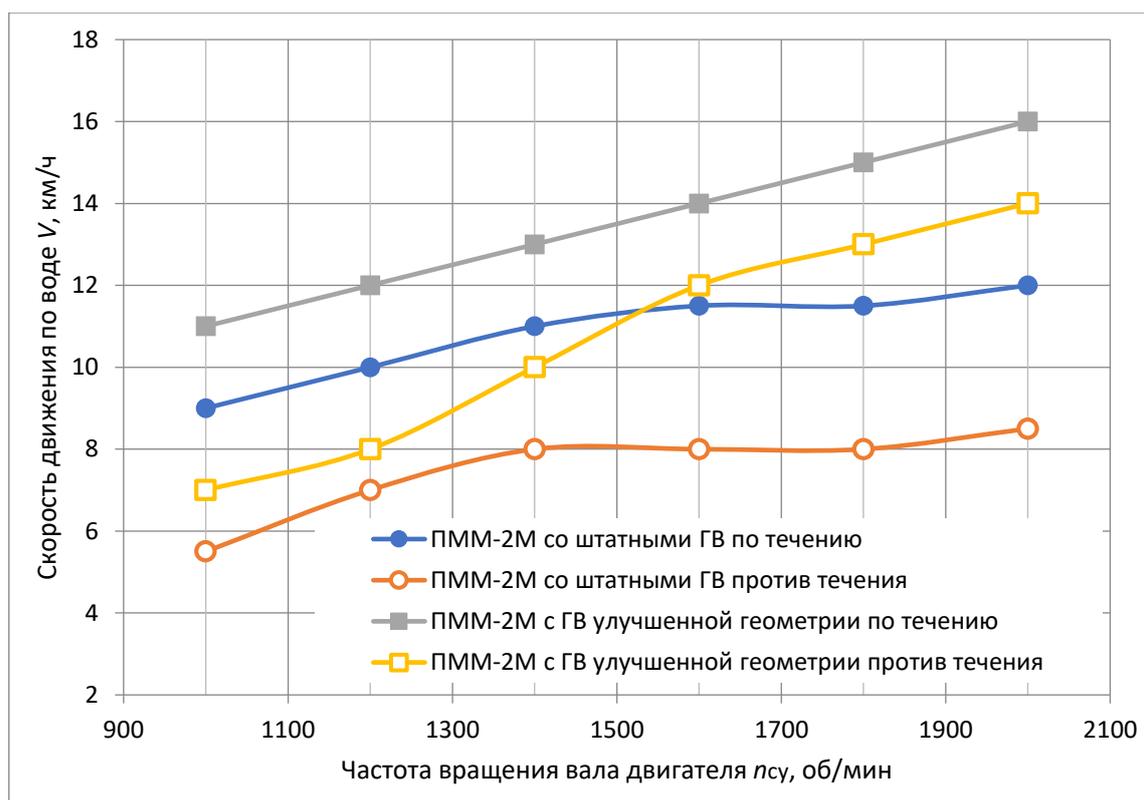


Рисунок 3.11 – Зависимость скорости движения ПММ-2М от частоты вращения вала СУ

Верификация математической модели «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» проводится путем их сравнения с результатами экспериментальных исследований, что позволит оценить степень адекватности предлагаемой математической модели.

Верификация результатов численного моделирования рабочего процесса ВД самоходных паромов проводится в два этапа:

1. Сравнение результатов численного моделирования параметров рабочего процесса с результатами экспериментальных исследований на швартовах штатного ГВ;
2. Сравнение результатов численного моделирования параметров рабочего процесса с результатами скоростных испытаний самоходного парома с штатными ГВ;
3. Сравнение результатов численного моделирования параметров рабочего процесса с результатами испытаний на швартовах ГВ улучшенной конструкции;

4. Сравнение результатов численного моделирования параметров рабочего процесса с результатами скоростных испытаний самоходного паромы с ГВ улучшенной конструкции.

Для верификации результатов швартовых испытаний используется математическая модель, смоделированная и настроенная в главе 2. В математической модели изменяется частота вращения штатного ГВ, в соответствии с таблицей 3.3. входной границей является боковая стенка расчетной области, с граничным условием *Inlet*, в которой назначена скорость потока воды при проведении экспериментальных исследований. Моделирование рабочего процесса водоходных движителей проводится в соответствии с рекомендациями, изложенными в главе 2, с различными моделями турбулентности. Сравнение результатов математического моделирования с данными экспериментальных исследований приведены на рисунке 3.12. Погрешности представлены в таблице 3.10.

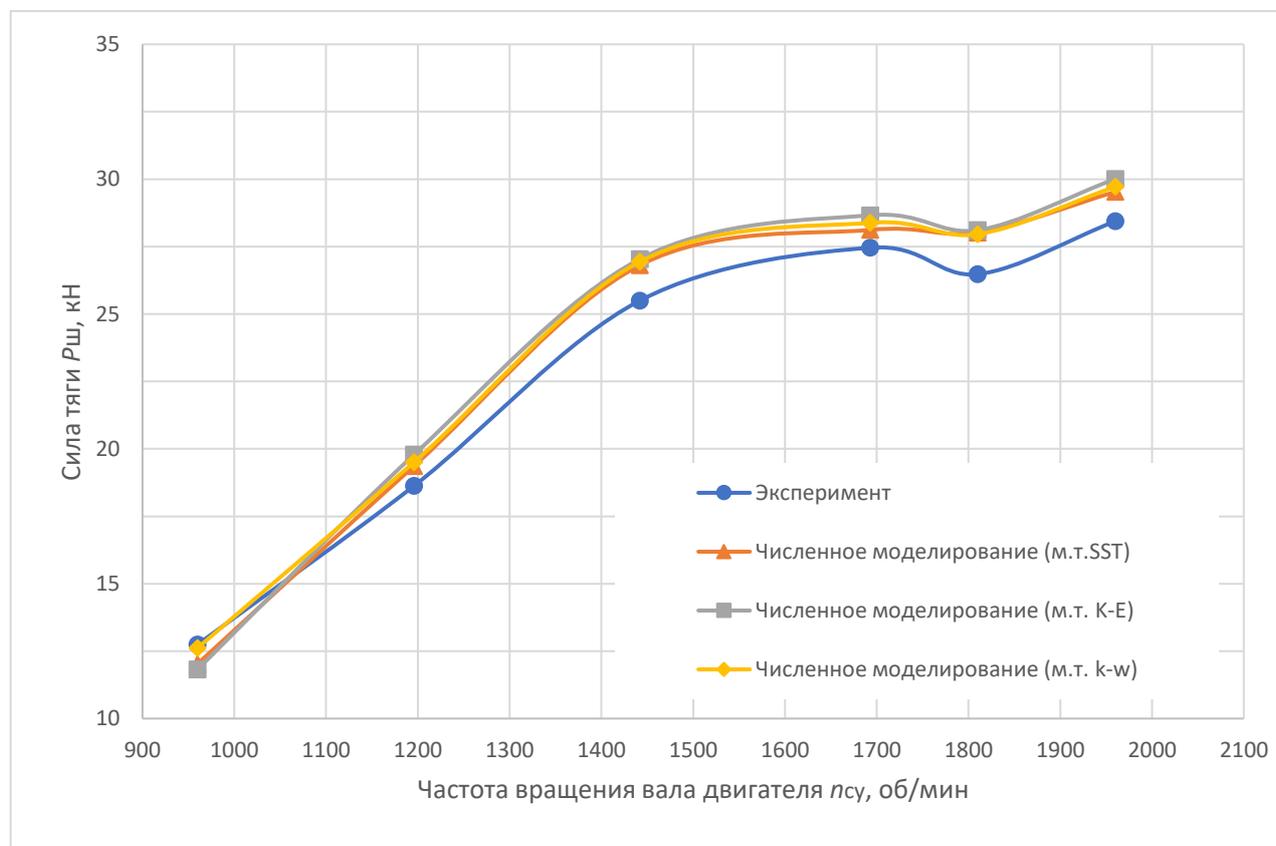


Рисунок 3.12 – Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований параметров рабочего процесса штатного ГВ

Таблица 3.10 – Сравнение результатов численного моделирования штатного ГВ и эксперимента

Частота вращения двигателя $n$ , об/мин	Штатный ГВ						
	$P_{\Sigma}$ , кН	$P_{\text{ЧМ}}(SST)$ , кН	$\delta$ , %	$P_{\text{ЧМ}}(k-\varepsilon)$ , кН	$\delta$ , %	$P_{\text{ЧМ}}(k-\omega)$ , кН	$\delta$ , %
1000	12,75	12,03	5,87	11,82	7,44	12,62	1,17
1200	18,63	19,37	4,12	19,79	6,27	20,08	7,34
1400	25,49	26,81	5,11	27,04	5,89	26,94	5,5
1600	27,46	28,12	2,34	28,66	4,52	29,09	5,61
1800	26,48	28,02	5,75	27,57	4,24	28,33	6,88
2000	28,44	29,53	3,73	29,72	4,43	30,01	5,49

Результаты математического моделирования параметров рабочего процесса показывают хорошую сходимость по значению силы тяги на швартовах с результатами эксперимента, погрешность моделирования составляет не более 7,5%. Минимальная погрешность достигается при выборе модели турбулентности SST (погрешность не более 6%). Погрешность объясняется незначительным отклонением проведения экспериментальных исследований от программы испытаний, а именно не было обеспечено требуемое расстояние между паромной машиной и берегом. Самоходный паром могло незначительно сноситься течением, из-за чего угол между продольной плоскостью машины и берегом в моментах замера тяги не был перпендикулярным, как это было рассчитано при численном моделировании.

Для верификации результатов скоростных испытаний используется математическая модель, смоделированная и настроенная в главе 2. В математической модели изменяется частота вращения ГВ, в соответствии с таблицей 3.5. По результатам проведенного численного моделирования строится ходовая характеристика самоходного парома, по которой определяются максимально достижимые скорости движения самоходного парома на воде. Рассчитанная ходовая характеристика представлена на рисунке 3.13. Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований представлена в таблице 3.11.

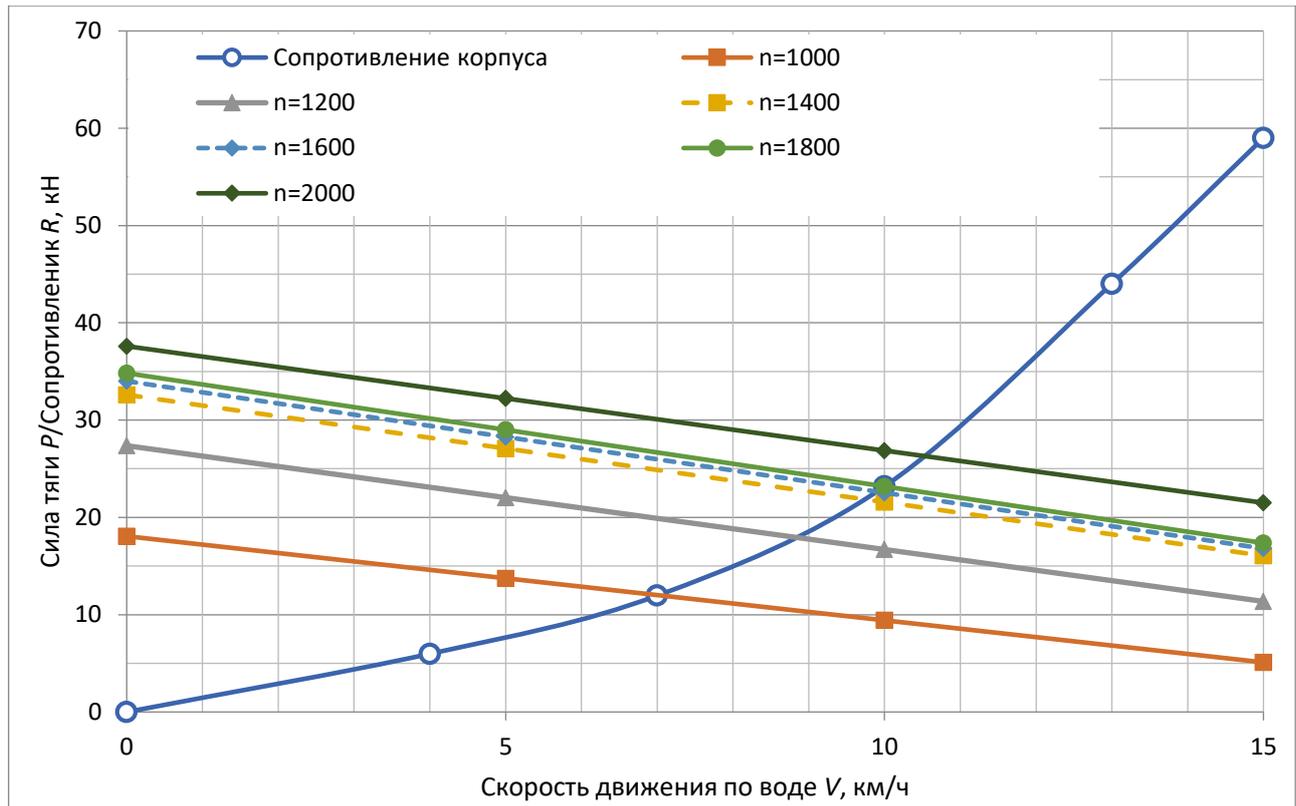


Рисунок 3.13 – Рассчитанная ходовая характеристика ПММ-2М на штатных ГВ

Таблица 3.11 – Сравнение результатов численного моделирования штатного ГВ и эксперимента

Частота вращения двигателя $n$ , об/мин	Штатный ГВ						
	$V_{\text{ЭКС}}$ , км/ч	$V_{\text{РАСЧ}}(SST)$ , км/ч	$\delta$ , %	$V_{\text{РАСЧ}}(k-\varepsilon)$ , км/ч	$\delta$ , %	$V_{\text{РАСЧ}}(k-\omega)$ , км/ч	$\delta$ , %
1000	7,25	7	3,45	6,9	4,83	7,2	0,69
1200	8,5	8,8	3,53	8,9	4,71	9	5,88
1400	9,5	9,8	3,16	10	5,26	9,85	3,68
1600	9,75	9,9	1,54	10	2,56	10,2	4,62
1800	9,75	10	2,56	9,8	0,51	10,2	4,62
2000	10,25	10,5	2,44	10,7	4,39	10,7	4,39

Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований показывают хорошую сходимость, составляющую не менее 96% для модели турбулентности  $SST$  и 94% для моделей турбулентности  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$ .

Верификация результатов численного моделирования показывает погрешность моделирования до 6% при швартовых испытаниях и не более 4% при скоростных испытаниях для штатных ГВ при использовании модели турбулентности  $SST$ , что позволяет говорить об адекватности используемой математической модели, и возможности ее использования для моделирования

рабочих процессов ГВ улучшенной геометрии. Результаты верификации для ГВ улучшенной геометрии на швартовых и скоростных испытаниях представлены на рис. 3.14, 3.15 и в таблицах 3.12, 3.13.

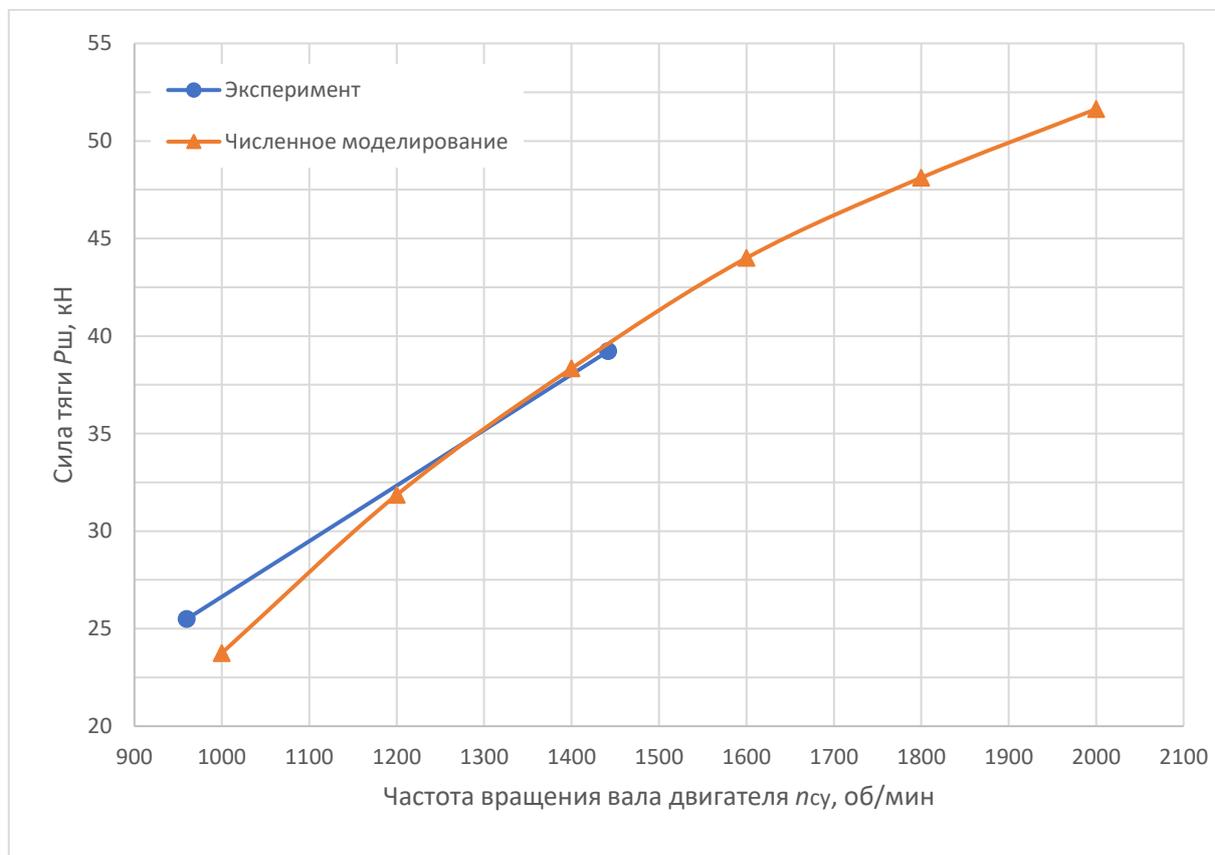


Рисунок 3.14 – Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований параметров рабочего процесса ГВ улучшенной геометрии

Таблица 3.12 – Сравнение результатов численного моделирования ГВ улучшенной геометрии и эксперимента

Частота вращения двигателя $n$ , об/мин	ГВ улучшенной геометрии		
	$P_{э}$ , кН	$P_{чмк}$ , кН	$\delta$ , %
1000	25,49	23,75	5
1200	32,54	31,86	2,08
1400	39,23	38,35	2,27
1600	—	44,12	—
1800	—	48,12	—
2000	—	51,63	—

Анализ результатов верификации тяги ГВ рациональной геометрии на швартовах показывает погрешность с результатами экспериментальных исследований не более 5%.

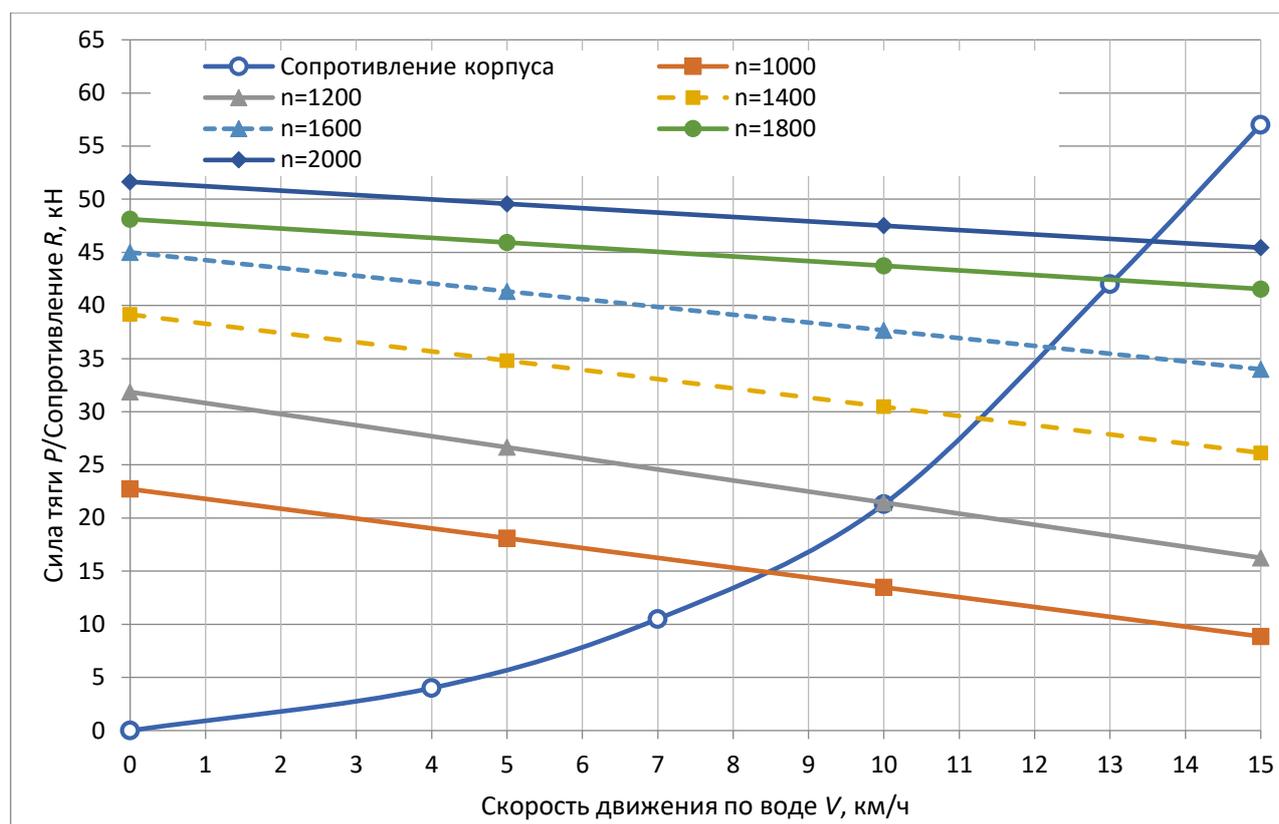


Рисунок 3.15 – Рассчитанная ходовая характеристика ПММ-2М с ГВ улучшенной геометрии

Таблица 3.13 – Сравнение результатов численного моделирования ГВ улучшенной геометрии и эксперимента

Частота вращения двигателя $n$ , об/мин	Опытный гребной винт		
	$V_{\text{РАСЧ}}$ , км/ч	$V_{\text{ЭКС}}$ , км/ч	$\delta$ , %
1000	8	8,4	5
1200	9,8	10	2,04
1400	11	11,3	2,73
1600	12	12,2	1,67
1800	12,9	13,1	1,55
2000	13,3	13,6	2,26

Анализ сравнения результатов скоростных испытаний и данных численного моделирования показывает сходимость до 95%. Большая погрешность при частоте вращения вала двигателя 1000 об/мин объясняется наличием на испытательной акватории шлюза, который периодически производил сброс воды, тем самым увеличивая скорость течения реки, который существенно влиял на замеры скорости ПММ-2М. Сравнение рассчитанных и экспериментальных скоростей движения самоходного паром по воде представлен на рис. 3.17.

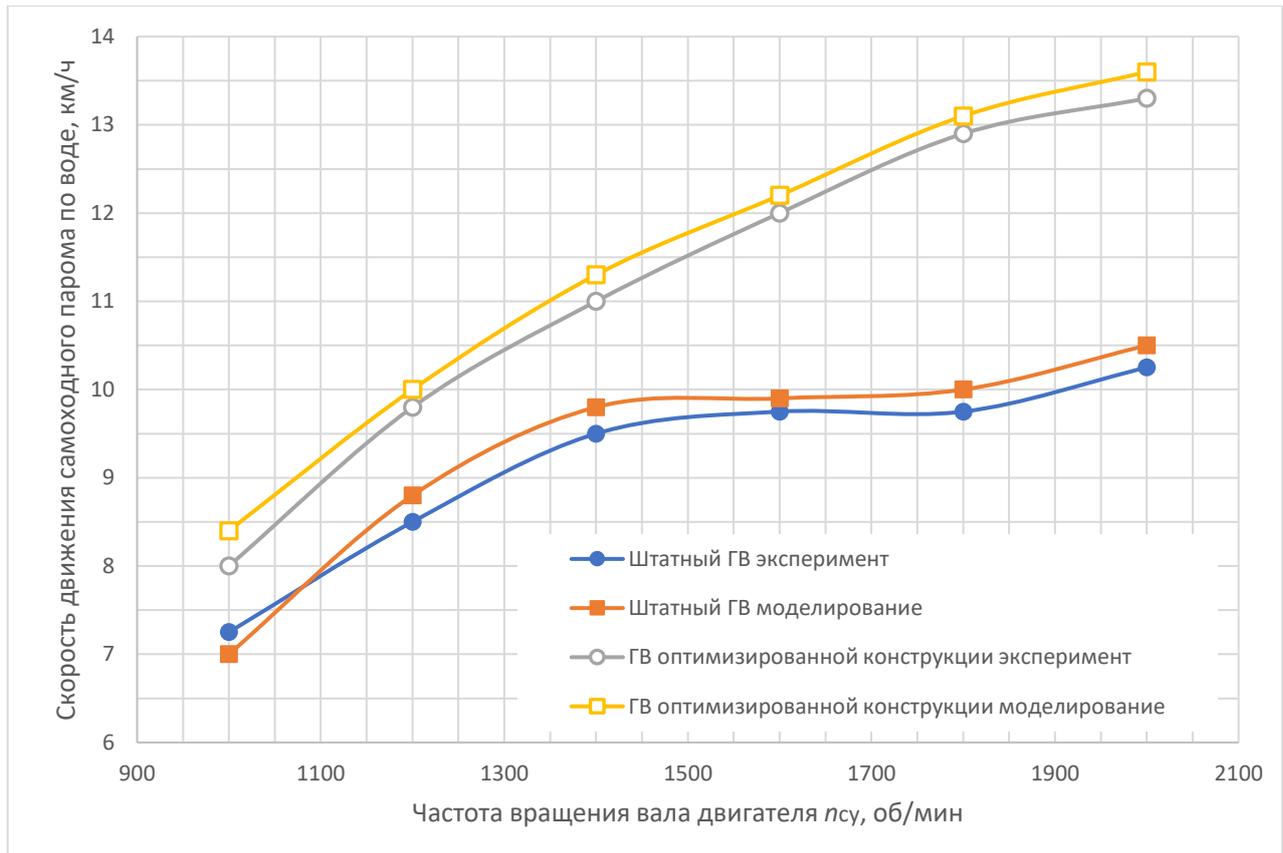


Рисунок 3.16 – Зависимость скорости движения самоходного парома по воде от частоты вращения вала двигателя с штатным ГВ и ГВ рациональной геометрии

Анализ графиков показывает качественную сходимость схожесть численного моделирования и экспериментальных исследований, погрешность расхождения которых составляет не более 5%. График показывает, что применение ГВ улучшенной конструкции позволило увеличить максимальную скорость движения на воде при максимальной частоте вращения вала двигателя на 30%.

Проведенное сравнение результатов численного моделирования и данных эксперимента показывает погрешность моделирования до 5% на швартовых и скоростных испытаниях паромной машины, что позволяет судить об адекватности предлагаемой математической модели моделирования параметров рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов.

### Выводы по главе 3

Разработана программа испытаний ВД АМ, позволяющая в полной мере изучить рабочие процессы, проходящие в них. Разработаны мероприятия по контролю и безопасности проведения экспериментальных исследований. На основании расчетов ГВ в кольцевой насадке, проведенных в главе 2, изготовлена пара ГВ с новой геометрией лопасти. Собран экспериментальный стенд на базе ВД паромно-мостовой машины ПММ-2М, позволяющий получить информацию о параметрах рабочего процесса ВД.

В ходе проведения физического эксперимента были замерены значения силы тяги ВД с штатными ГВ и ГВ улучшенной конструкции на швартовах, а также определены скорости движения паромной машины на воде.

Верификация результатов численного моделирования с результатами экспериментальных исследования показывают небольшую погрешность при расчете силы тяги на швартовах, до 6% для штатного ГВ и до 5% для ГВ рациональной геометрии при использовании модели турбулентности *SST*. Расхождение объясняется незначительным отклонением проведения эксперимента от программы испытаний: не было обеспечено требуемое расстояние между самоходным паромом и берегом, а также наличие течения, незначительно отклонявшее паромную машину, в результате чего угол между продольной плоскостью машины и берегом в момент замера силы тяги не был перпендикулярным. Сравнение скоростных характеристик паромной машины показывает погрешность результатов численного моделирования и данных эксперимента до 4% для штатного ГВ и до 5% для ГВ улучшенной конструкции.

Анализ верификации результатов численного моделирования говорит об адекватности используемой математической модели, которая позволяет определить основные параметры ГВ АМ с учетом влияния геометрии корпуса и элементов ходовой части на работу ВД на этапе создания или модернизации самоходных паромов.

## **ГЛАВА 4. МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ВОДОХОДНОГО ДВИЖИТЕЛЯ И КОРПУСА САМОХОДНОГО ПАРОМА**

Методика моделирования рабочего процесса ВД самоходных паромов необходима для улучшения возможностей проектирования и сокращения количества этапов доработки изделия. Разработанная методика позволяет рассчитывать и исследовать характеристики ГВ в кольцевой насадке с учетом влияния геометрии корпуса и элементов ходовой части самоходного парома, возможного образования кавитационных каверн и особенностей эксплуатации машин подобного класса. Методика моделирования подтверждена верификацией результатов математического моделирования с данными экспериментальных исследований.

Декомпозиция основного содержания этапов работ методики моделирования рабочих процессов ВД самоходных паромов представлена на рис. 4.1.

Методика моделирования включает этапы:

1. Выбор и обоснование компоновочной схемы, определение основных размеров самоходного парома.

Основные технические характеристики самоходного парома определяются в соответствии с требованиями ТЗ и на основе результатов аналитического обзора аналогичных АМ подобного класса, научно-технической литературы и патентных источников. Характеристики включают в себя:

- габаритные размеры самоходного парома;
- тип СД;
- геометрические параметры корпуса;
- тип ВД;
- схема размещения систем и элементов пропульсивного комплекса самоходного парома;
- предварительная проработка расчетной схемы системы «корпус – водородный движитель».

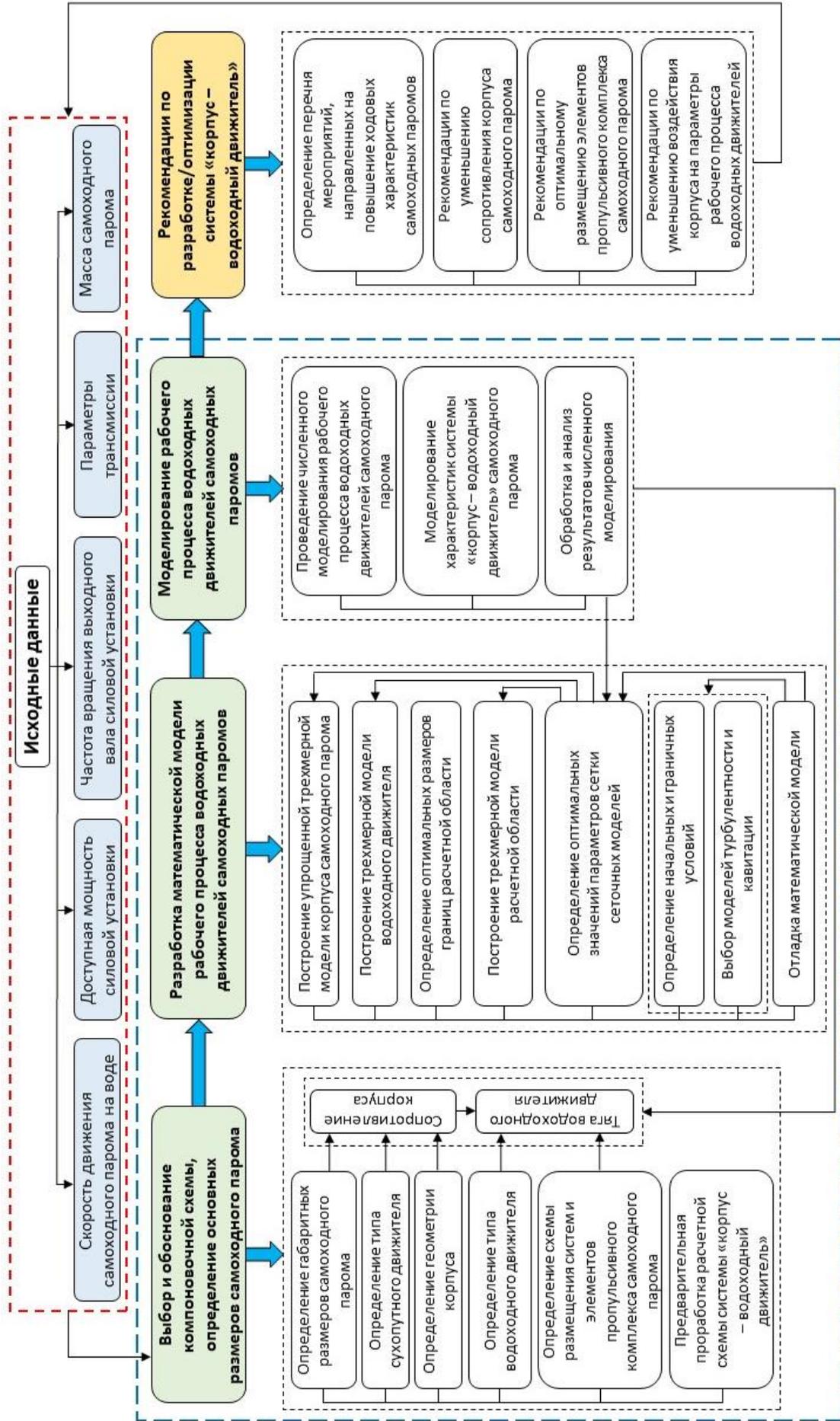


Рисунок 4.1 – Декомпозиция основного содержания этапов работ методики моделирования рабочего процесса

2. Разработка математической модели рабочего процесса ВД самоходных паромов:

- построение упрощенной трехмерной модели корпуса самоходного паром с проработкой корпуса ниже ватерлинии;
- построение трехмерной модели ВД;
- определение требуемых размеров области моделирования;
- построение 3D-модели области моделирования;
- определение форм и размеров ячеек конечно-элементной модели;
- определение начальных и граничных условий;
- выбор моделей турбулентности и кавитации;
- отладка математической модели.

Настроенная математическая модель позволяет смоделировать процессы, протекающие в ВД самоходных паромов с допущениями, заложенными в моделях турбулентности и кавитации, в сеточных моделях, при осреднении параметров потока на границах вращающихся и статорных областей.

3. Моделирование рабочего процесса ВД самоходных паромов:

- проведение численного моделирования рабочего процесса ВД самоходного паром;
- моделирование характеристик системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» самоходного паром;
- анализ результатов моделирования.

Моделирование рабочего процесса ВД самоходных паромов позволяет рассчитать основные характеристики ВД и корпусов АМ, с учетом вихреобразования от элементов ходовой части, геометрии корпуса и образования кавитационных каверн при работе ВД.

Анализ результатов позволяет выработать практические рекомендации по оптимизации показателей рабочего процесса ВД на разных режимах работы паромной машины

4. Рекомендации по разработке системы «корпус – водоходный движитель».

- определение перечня направлений, направленных на повышение ходовых характеристик самоходных паромов на воде;
- рекомендации по снижению сопротивления корпуса самоходного парома;
- рекомендации по оптимальному размещению элементов пропульсивного комплекса самоходного парома;
- рекомендации по уменьшению воздействия корпуса на параметры рабочего процесса водоходных движителей.

#### 4.1 Выбор и обоснование компоновочной схемы, определение основных размеров самоходного парома

Выбор и обоснование компоновочной схемы самоходного парома проводится с целью обеспечения требуемых тактико-технических характеристик паромной техники, заложенных в ТЗ. Особенностью создания АМ различных классов грузоподъемности является необходимость обеспечения работоспособности на различных режимах эксплуатации: передвижение по суше и по воде с требуемыми скоростями хода, гарантированный выход АМ на берег, возможность транспортировки грузов с массой в соответствии с ТЗ и т.д. Алгоритм выбора и обоснования компоновочной схемы, а также определения основных размеров самоходного парома представлен в приложении Б на рисунке Б.1. Определяемые основные размеры представлены на рис. 4.2.

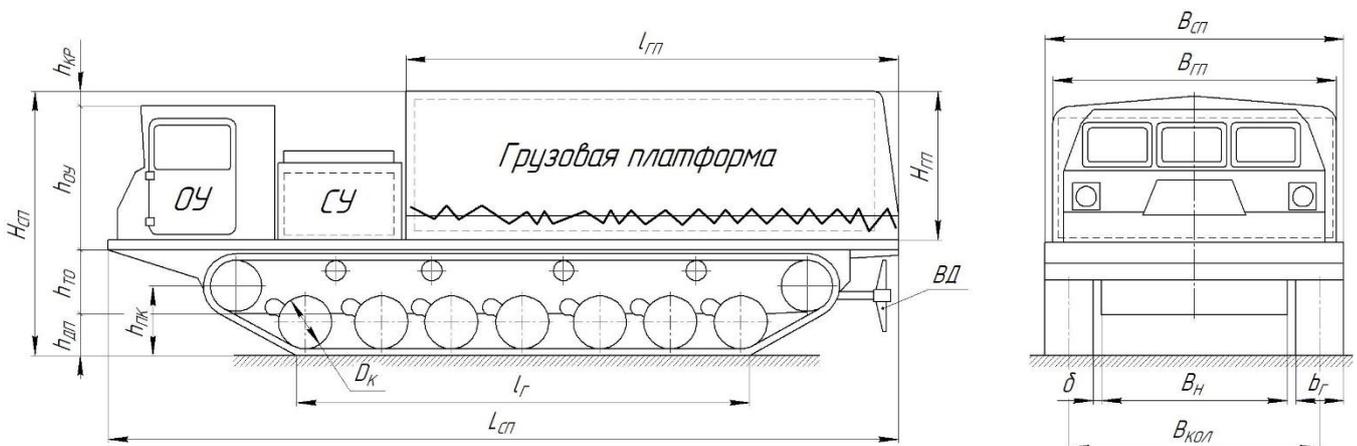


Рисунок 4.2 – Основные размеры, определяемые в процессе компоновки

1. Исходными данными к выбору компоновочной схемы и определению основных размеров самоходного парома являются транспортные габаритные размеры, определяемые из условия транспортировки паромной техники различными видами транспорта, от перевозки на автотралах до использования транспортных самолетов. Так, в соответствии с [77], габариты перевозимой техники не должны превышать 13,3 м по длине, 3,25 м по ширине и 5,3 м по высоте. Размер грузового отсека самого большого серийного транспортного самолета Ан-124 – длина 36,5 м, ширина 6,4 м, высота 4,4 м [78, 79]. Таким образом, габаритные размеры паромной машины ограничиваются шириной и длиной по ж/д платформе (формулы 4.1 и 4.2), высота – по размеру грузового отсека транспортного самолета (формула 4.3).

Ширина самоходного парома:

$$B_{СП} \leq B_{гп ж/д max} = 3,25 \text{ м}, \quad (4.1)$$

где  $B_{СП}$  – ширина самоходного парома;  $B_{гп max}$  – максимальная ширина грузовой платформы для транспортировки техники.

Длина самоходного парома:

$$L_{СП} \leq L_{гп ж/д max} = 13,3 \text{ м}, \quad (4.2)$$

где  $L_{СП}$  – длина самоходного парома;  $L_{гп max}$  – максимальная длина грузовой платформы для транспортировки техники.

Высота самоходного парома:

$$H_{СП} = h_{дп} + h_{то} + h_{оу} + h_{кр} \leq H_{го ж/д max} = 4,4 \text{ м}, \quad (4.3)$$

где  $H_{СП}$  – высота самоходного парома,  $h_{дп}$  – дорожный просвет машины;  $h_{то}$  – высота трансмиссионного отделения;  $h_{оу}$  – высота отделения управления;  $h_{кр}$  – высота крыши кабины с выступающим над ней оборудованием,  $H_{го max}$  – максимальная высота грузового отсека транспортного самолета.

При этом, поскольку заданные размеры не позволяют обеспечить требуемую грузоподъемность самоходного парома при преодолении водной преграды, в конструкции паромной машины необходимо предусмотреть дополнительные

раскладываемые или выдвигаемые объемы (понтонны), которые в транспортном положении не будут выходить за пределы транспортных габаритов.

2. Для выбора оптимального типа СД для самоходного парома необходимо определить характерные условия эксплуатации, включая природно-климатические и дорожно-грунтовые. От компоновочной схемы ходовой части самоходного парома и ее типа зависит проходимость, подвижность и маневренность паромной техники при движении по суше и на воде, плавность хода и длина машины, удобство ремонта.

2.1 При выборе колесного СД определяется минимальное количество осей машины по формуле:

$$n_{min} = \frac{m_M}{m_{oc}}, \quad (4.4)$$

где  $m_M$  – масса снаряженной машины;  $m_{oc}$  – допустимая максимальная масса на ось, которая регламентируется дорожно-законодательными ограничениями [64].

После определения числа осей машины рассчитывается нагрузка на одно колесо:

$$G_K = \frac{G}{n_{oc}}, \quad (4.5)$$

где  $G$  – полный вес колесной АМ,  $n_{oc}$  – количество осей АМ.

По известной нагрузке на одно колесо и диаметру ступицы, определенному из конструктивных соображений по формуле (4.6) определяется профиль шины колеса и уточняется по справочным данным существующих шин [80]:

$$G_K = k \cdot B^2 \cdot \frac{d + B}{50,8 - B}, \quad (4.6)$$

где  $k=2,3\dots2,7$  кг/см<sup>2</sup> – коэффициент грузоподъемности шины;  $d$  – диаметр обода шины АМ, см;  $B$  – ширина профиля шины по справочнику, см.

2.2 При выборе гусеничного СД его длина опорной поверхности определяется по формуле (4.7):

$$l_r = \frac{G}{2 \cdot q \cdot b_r}, \quad (4.7)$$

где  $G$  – вес машины с грузом;  $q$  – среднее удельное давление на грунт (для ОБТ – 78...80 кПа, для легкой техники – 50...60 кПа;  $b_r$  – принятая ширина гусеничного движителя.

Для обеспечения требуемой проходимости параметр  $l_r/B_{\text{кол}}$  должен находиться в диапазоне 1,6...1,8 [35].

На этапе определения длины опорной поверхности гусеничного движителя назначается величина дорожного просвета (не менее 0,4 м) [35, 65], рассчитываются параметры ходовой части. Для того, чтобы легче преодолевать высокие препятствия, необходимо задавать высоту оси ведущей звездочки (ленивца) в диапазоне 0,8...1 м [35, 65]. Для гусеничного СД желательно использовать проверенные технические решения, применяемые на различных образцах подобной техники с целью унификации.

Количество опорных катков определяется по формуле (4.8) на основании длины опорной поверхности  $l_r$ , размещения элементов подвески, диаметра опорных катков существующих изделий:

$$n = \frac{\varepsilon \cdot l_r}{D_K} + 1, \quad (4.8)$$

где  $n$  – количество опорных катков,  $D_K$  – диаметр опорного катка,  $\varepsilon$  – коэффициент размещения плотности опорных катков, который выбирается по таблице 4.1 (для техники, находящейся в эксплуатации в РФ).

Таблица 4.1 – Параметры ходовой части некоторых гусеничных машин

Параметры	ОБТ			Инженерная техника					
	Т-72	Т-80	Т-14	ПММ-2М	ПТС-2	ИМР-3	ПТС-4	БАТ-2	Т-16
$D_K$ , мм	750	670	700	560	560	750	670	560	700
$n$	6	6	7	7	7	6	7	7	7
$\varepsilon$	0,878	0,785	0,863	0,664	0,664	0,878	0,794	0,672	0,863
$\varepsilon_{\text{CP}}$	0,842			0,755					

Увеличение количества опорных катков снижает КПД гусеничного СД и экономичность машины, но уменьшает пиковое давление, увеличивая длину опорной поверхности гусениц и отношение  $l_r/B_{\text{кол}}$ .

3. После определения основных параметров СД необходимо проверить их соответствие с требованиями ТЗ. В случае невыполнения требований необходимо вернуться на этап выбора типа СД и провести повторные расчеты, взяв за основу результаты, полученные при первом расчете параметров СД. Результаты выбора и расчета основных параметров СД необходима для дальнейшей проработки геометрии и размеров корпуса самоходного парома.

4. Проработка геометрии корпуса паромной машины необходима для удовлетворения эксплуатационных характеристик самоходных паромов, что требует проведения работ, направленных на определение форм и размеров, обеспечивающих прочность корпуса, запасы плавучести, продольной и поперечной устойчивости, минимальное буксировочное сопротивление корпуса.

5. На этапе определения габаритных размеров самоходного парома, типа его СД и проработки геометрии корпуса необходимо предварительно оценить буксировочное сопротивление корпуса, определив его значение по эмпирическим зависимостям, представленным в главе 2. Значение сопротивления корпуса паромной машины требуется для определения требуемой тяги ВД.

6. Выбор типа ВД проводится с учетом типа и назначения АМ, условий эксплуатации, необходимости обеспечения скоростных и маневровых характеристик.

6.1 При выборе универсального типа ВД исходными данными для определения тяговых характеристик являются параметры СД, определенные на этапе выбора типа СД. Расчет тяговых характеристик универсальных ВД проводится по методикам, описанным в [35]. В случае, если рассчитанные параметры СД не удовлетворяют по требованиям ТЗ как ВД, необходимо либо вернуться на этап выбора СД с целью перерасчета параметров, удовлетворяющих требованиям СД и ВД, либо использовать специальный ВД.

6.2 Использование специального ВД усложняет трансмиссию, увеличивает массу паромной техники, но в то же время позволяет достичь более высоких КПД ВД и скоростей движения по воде, по сравнению с универсальными ВД. Специальные ВД должны иметь небольшие размеры и массу, иметь требуемые

значения тяги при высоких значениях КПД, быть простыми по конструкции и иметь защиту при движении машины по суше, мелководью и т.д. Из рассматриваемых типов специального ВД для боевых АМ оптимальным типом ВД является водометный движитель, которые хоть и уступают ГВ по пропульсивным показателям, но обладают хорошей защищённостью при движении машины и возможностью использования как водооткачивающие устройства. Для АМ, в задачи которых входит транспортировка техники через водную преграду, предпочтительны ГВ в кольцевой насадке, поскольку они имеют простую конструкцию, надёжны в эксплуатации, обладают высоким КПД. С помощью кольцевой насадки можно получить прирост тяги ГВ на 20-50% и скорость движения на воде до 5-8%, в то время как потребляемая мощность остается неизменной. После выбора типа специального ВД необходимо провести расчеты, направленные на определение их тяговых и геометрических характеристик, которые требуются для проведения компоновки ВД относительно элементов корпуса.

Эффективность выбранного типа ВД целесообразно определять с помощью удельных параметров [35]:

а) сила тяги ВД на швартовом режиме, отнесенная к мощности, затраченной на работу ВД:

$$P_{удш} = \frac{P_{ш}}{N_{ВД}}, \quad (4.9)$$

где  $P_{ш}$  – сила тяги ВД на швартовах;  $N_{ВД}$  – мощность, затрачиваемая на привод ВД.

Данный удельный показатель имеет значения 0,075...0,14 кН/кВт при использовании ГВ и 0,04...0,12 кН/кВт при применении водометных движителей. При расчетах следует добиваться больших значений данного показателя, что говорит о более рационально спроектированном ВД.

б) сила тяги ВД на швартовом режиме, отнесенная к суммарной площади гидравлического сечения ВД:

$$P_{удш} = \frac{P_{ш}}{S_{ГС}}, \quad (4.10)$$

где  $S_{ГС}$  – гидравлическое сечение ВД.

Значения этого удельного показателя для ГВ составляют от 20 до 50 кН/м<sup>2</sup>, и от 30 до 100 кН/м<sup>2</sup> для водометных движителей. Большее значение показателя соответствует оптимальной конструкции ВД.

в) удельная энергетическая нагруженность ВД, т.е. отношение мощности двигателя, подводимой к ВД, к гидравлическому сечению ВД:

$$N_{ЭН} = \frac{N_{ВД}}{S_{ГС}}, \quad (4.11)$$

Данный удельный показатель зависит от типа АМ, опыта КБ, производственных мощностей страны, и изменяется в диапазоне от 150 до 1800 кВт/м<sup>2</sup> и более. Высокие значения этого показателя соответствуют водометным движителям, так как по условиям их компоновки в корпусах АМ диаметры РК не могут быть большими. С ростом этого удельного показателя КПД ВД уменьшается.

6.3 Завершающим этапом выбора типа ВД является его размещение относительно корпуса и других систем паромной машины. При использовании водометных движителей определяющим фактором при определении их количества и места размещения является обеспечение более высоких пропульсивных показателей. Водометные движители в основном размещают в кормовой части. Один водомет устанавливают вдоль оси машины, при установке двух водометных движителей необходимо обеспечить расстояние между ними относительно продольной плоскости АМ с целью улучшения маневренности паромной техники на воде. Следует размещать водометный движитель снаружи в кормовой части вдоль бортов амфибии в пределах ее габаритов, чтобы не допустить уменьшения водоизмещения самоходного парома. ГВ являются наиболее распространенным типом ВД за счет высоких пропульсивных показателей и простоты конструкции. ГВ также устанавливают в кормовой части АМ, и, как в случае с водометными движителями, ГВ необходимо располагать за пределами корпуса, при этом при во

время передвижения АМ по суше ГВ гидравлическими механизмами поднимают в походное положение.

На этапе проработки компоновки может потребоваться корректировка геометрии самоходного парома, что требует возврата на этап формирования геометрии корпуса АМ и проведения повторных расчетов тяговых и геометрических характеристик ВД.

7. Результатами определения типа и расчета ВД являются параметры ВД, которые необходимо сверить со значениями, заданными в ТЗ. При несоответствии параметров, заданным в ТЗ, требуется вернуться на этап определения габаритных размеров самоходного парома, и провести повторное определение параметров СД и ВД, геометрии корпуса паромной машины. При соответствии параметров ВД с требуемыми значениями в ТЗ проводится размещение основных систем и элементов самоходного парома.

8. Определение схемы размещения систем и элементов пропульсивного комплекса самоходного парома необходимо проводить с целью определения центра масс АМ и его дифферента при движении на воде.

Выбор места размещения трансмиссии определяется, в основном, назначением АМ. Компоновочные схемы трансмиссионного отделения во многом определяют центр масс плавающей техники, оказывающее влияние на ее дифферент, учет которого при численном моделировании параметров рабочего процесса позволяет получить картину течения потока жидкости, максимально приближенную к реальной.

Размещение трансмиссионного отделения в передней части АМ позволяет уменьшить размеры управляющих рычагов, при этом освободив место в кормовой части под ВД. Недостатками такого размещения являются большой шум в кабине, дифферент на нос во время движения по воде. Компоновка трансмиссионного отделения в кормовой части лишена недостатков предыдущей схемы. Трансмиссионное отделение получается компактным, совмещенным с ВД, при этом всегда образуется дифферент на корму. Однако при такой компоновке становится невозможным использованием аппарели в кормовой части машины для

погрузки грузов, поэтому данная компоновка распространена на различных БТР и БМП. Размещение трансмиссии ведущих колес в передней части, а СУ и ВД в кормовой части позволяет получить грузовую платформу большой площади, но размещение двигателя в кормовой части машины усложняет компоновку ВД. Смещение СУ в центр масс АМ обеспечивает постоянный дифферент на корму и улучшает поворотливость машины на плаву. Размещение узлов трансмиссии в передней части машины увеличивает грузовую платформу, при этом появляется возможность использовать кормовую аппарель для удобства загрузки груза.

9. Определенная в процессе компоновки схема размещения систем и элементов пропульсивного комплекса самоходного парома и их характеристика сравнивается с требованиями, заданными в ТЗ, и в случае невыполнения требований необходимо вернуться на этап определения габаритных размеров самоходного парома и заново провести работы по выбору компоновочной схемы и определения основных размеров.

10. Предварительная проработка расчетной схемы системы «корпус – водоходный движитель» является завершающим этапом выбора и обоснования компоновочной схемы и определения основных размеров самоходного парома. Расчетная схема представляет собой упрощенное представление самоходного парома, которая отражает особенности рассматриваемой АМ. На данном этапе определяются элементы паромной машины и ВД, влияние которых не зависит на параметры рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель». Возможно схематичное изображение системы в двумерной постановке, с нанесенными основными размерами.

Результатом проработки компоновочной схемы и определения основных размеров самоходного парома является расчетная схемы системы «корпус – водоходный движитель»

## 4.2 Разработка математической модели рабочего процесса водородных двигателей самоходных паромов

Математическая модель рабочего процесса ВД самоходных паромов представляет собой упрощенное отображение реального процесса, описанное дифференциальными уравнениями. Алгоритм разработки математической модели представлен в приложении Б на рисунке Б.2.

1. Первым этапом разработки математической модели рабочего процесса ВД самоходного паромов является построение упрощенной модели корпуса самоходного паромов. Построение трехмерной модели условно можно разбить на два этапа: построение модели корпуса и построение модели ходовой части.

1.1. По размерам, определенным на этапе проработки компоновки паромной машины, строится трехмерная твердотельная модель корпуса. Геометрическую модель корпуса необходимо строить в рабочем положении, т.е. если имеются дополнительные объемы, обеспечивающие повышенную грузоподъемность, их необходимо отобразить. Трехмерные модели разрабатываются с требуемой проработкой АМ ниже ватерлинии в различных CAD-системах (КОМПАС-3D, *Unigraphics NX*, *SolidWorks* и т.д.). Прорабатываются различные ниши под фары и ходовую часть, под ВД, под различные фиксирующие замки и под элементы доступа экипажа в кабину управления, если имеются понтоны, то на них прорисовывается проезжая часть. Мелкие элементы корпуса, такие как различные болты, клепки, сварные швы, буксировочные крюки, эксплуатационные люки, рычаги волноотбойников, выштамповки на корпусе и понтонах не моделируются, поскольку не влияют на протекание рабочих процессов. Если объектом исследования является корпус транспортной АМ, то грузовая платформа «условно закрывается» для упрощения (рис. 4.3, а).

1.2. Ходовая часть моделируется после проработки корпуса самоходного паромов. Проводится упрощенное построение элементы ходовой части, таких как опорные катки, ведущие звезды и ленивец, балансиры, амортизаторы, упоры, гусеницы, колеса. Мелкие элементы ходовой части, такие как траки гусеничной

ленты, зубья ведущего колеса, пальцы, соединяющие звенья гусеничной ленты, протектор на шинах, болты крепления крышек на катках не моделируются, поскольку не сильно влияют на параметры рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель».

Разрабатываемая трехмерная твердотельная модель паромной машины позволяет учесть основные геометрические параметры, специфичные для АМ подобного класса, и сократить расчетное время решения задачи и получить минимальную погрешность результатов с экспериментальными данными. Примеры упрощенных моделей АМ с гусеничной и колесной ходовой частью представлены на рисунке 4.3.

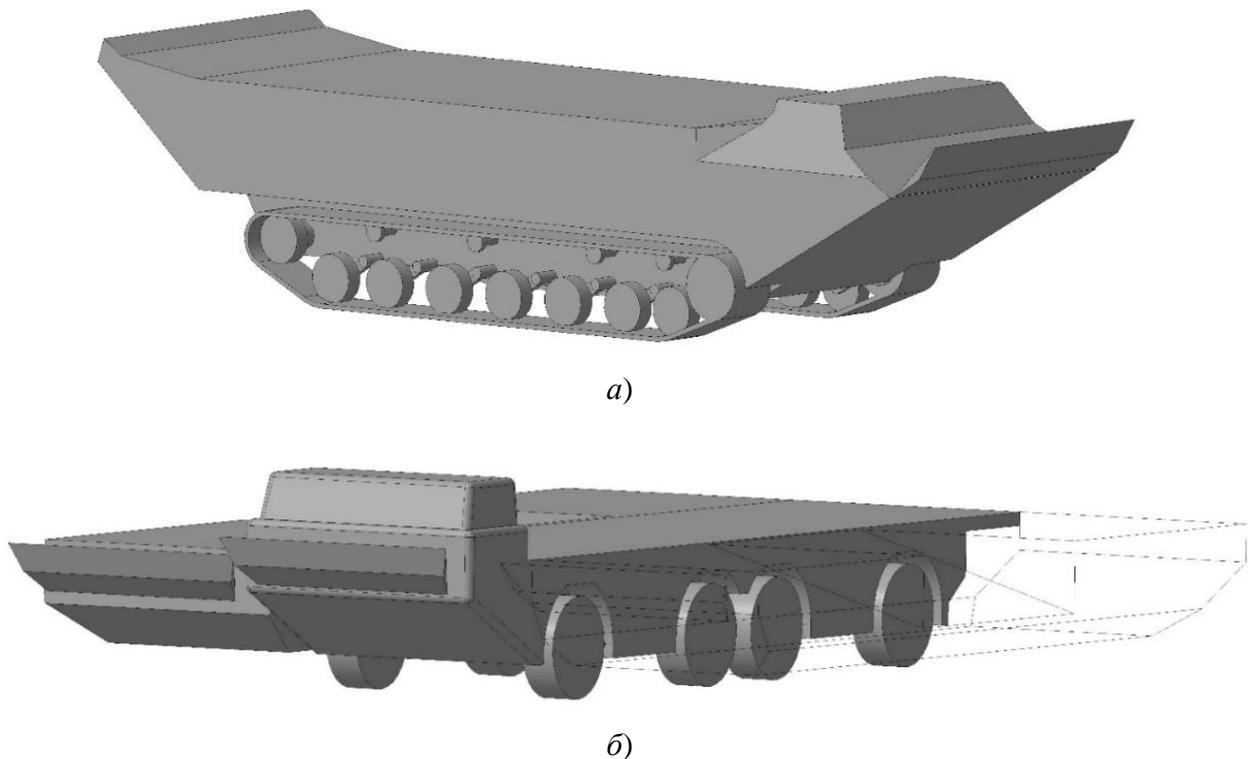


Рисунок 4.3 – Примеры упрощенных трехмерных моделей АМ:

*a* – упрощенная трехмерная модель транспортной гусеничной АМ; *б* – упрощенная трехмерная модель колесного самоходного парома (левый понтон показан прозрачным)

2. Следующим этапом является предварительный расчет основных параметров ВД АМ. Исходными данными к расчету являются доступная мощность СУ АМ, частота вращения вала СУ, передаточное отношение редуктора (если имеется), скорость движения самоходного парома по воде, сопротивление корпуса движению по воде и максимальный возможный диаметр ВД и их количество, определенное из условия компоновки элементов и систем самоходного парома.

При выборе в качестве ВД ГВ в кольцевой насадке, расчет проводится в следующей последовательности:

2.1. Выбор коэффициента засасывания  $t_3$  и коэффициента попутного потока  $\psi_{\Pi}$  по типу ходовой части АМ. Для гусеничных АМ:

$$t_3 = 0,2 \dots 0,26;$$

$$\psi_{\Pi} = 0,15 \dots 0,25.$$

Для колесных АМ:

$$t_3 = 0,25 \dots 0,3;$$

$$\psi_{\Pi} = 0,25 \dots 0,45.$$

Большие значения  $t_3$  и  $\psi_{\Pi}$  необходимо применять при использовании перед ВД элементов, затеняющих лопастную машину (различные ребра жесткости, защитные решетки и т.д.).

2.2. Определение коэффициента нагрузки комплекса:

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{2 \cdot P_e}{\rho \cdot F_p \cdot v_e^2 \cdot (1 - t)}, \quad (4.12)$$

где  $P_e$  – полезная тяга на один движитель;  $\rho$  – плотность воды;  $F_p$  – площадь гидравлического сечения гребного винта;  $v_e$  – скорость натекания на винт;  $t$  – коэффициент засасывания.

2.3. Определение контура лопасти ГВ по графику, представленному на рис. 2.12.

2.4. Определение числа лопастей ГВ:

$$K'_d = v \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\rho}{P}}, \quad (4.13)$$

где  $v$  – скорость движения паромы по воде;  $D$  – диаметр ГВ.

При  $K'_d < 2$  число лопастей ГВ принимается равным  $z = 4$ , при  $K'_d \geq 2$  число лопастей  $z = 3$ .

2.5. Выбор дискового отношения  $\theta$  из условий обеспечения прочности ГВ или отсутствия кавитации.

а) определение дискового отношения из условия обеспечения прочности ГВ:

$$\theta'_{min} \geq 0,375 \cdot \left( \frac{a'z}{D\delta_{r max}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{\frac{m'P}{10000}}, \quad (4.14)$$

где  $\delta_{r max}$  – предельное значение относительной толщины лопасти на радиусе  $(0,6 \dots 0,7)R$ ;  $a'$  – эмпирический коэффициент, характеризующий прочность лопасти, выбирается в зависимости от материала, из которого предполагается изготавливать ГВ, для нержавеющей стали коэффициент принимается равным  $a' = 0,05$ ;  $m'$  – эмпирический коэффициент, характеризующий максимально возможную нагрузку на лопасть, выбирается в зависимости от условий работы ГВ для судов различных типов, для грузовых судов принимается равным  $m' = 1,15$ .

б) определение дискового отношения из условия отсутствия кавитации ГВ в кольцевой насадке:

$$\theta''_{min} \geq \frac{245 \cdot N_p}{n \cdot D^3 \cdot [p_a + \rho \cdot (T_K - D) - p_d]}, \quad (4.15)$$

где  $N_p$  – мощность, подведенная к ГВ;  $n$  – частота вращения винта;  $p_d$  – упругость насыщенных паров воды;  $T_K$  – осадка парама кормой.

За окончательное значение дискового отношения винта выбирается большее из значений  $\theta'_{min}$  и  $\theta''_{min}$ .

2.6. Выбор диаграммы Э. Э. Папмеля по рассчитанным значениям дискового отношения ГВ  $\theta$  и по количеству лопастей  $z$  ГВ.

2.7. Определение скорости поступательного перемещения:

$$v_e = v \cdot (1 - \psi_{II}). \quad (4.16)$$

2.8. Определение полезной тяги комплекса:

$$P_e = \frac{R_{\delta}}{n}, \quad (4.17)$$

где  $R_{\delta}$  – сопротивление корпуса;  $n$  – количество ВД.

2.9. Определение упора комплекса:

$$P_K = \frac{P_e}{1 - t_3}. \quad (4.18)$$

2.10. Определение относительной поступи:

$$\lambda_e = \frac{v_e}{n_{ГВ} \cdot D}, \quad (4.19)$$

2.11. Определение коэффициента упора комплекса:

$$K_K = \frac{P_K}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}, \quad (4.20)$$

2.12. Шаговое отношение  $H/D$  определяется по диаграмме Э. Э. Папмеля.

2.13. КПД комплекса  $\eta_K$  определяется по диаграмме Э. Э. Папмеля.

2.14. Определение требуемой мощности СУ:

$$N_p = \frac{P_K \cdot v_e}{\eta_K}. \quad (4.21)$$

Если мощность  $N_p$  не будет соответствовать доступной мощности СУ  $N_e$ , то проводится определение мощности  $N'_p$ , и в следующем приближении вычисляется скорость самоходного парама для второго приближения.

2.15. Определение скорости самоходного парама для второго приближения:

$$v' = v \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{N_p}}. \quad (4.22)$$

Если потребуется, аналогичным образом определяется скорость АМ в третьем приближении. Расчет проводится до тех пор, пока расчетное значение мощности  $N_p$  не совпадет с заданным значением мощности СУ  $N_e$ .

2.16. Определение диаметра ступицы ГВ:

$$d_0 = (0,18 \dots 0,20) \cdot D. \quad (4.23)$$

2.17. Определение средней ширины лопасти ГВ:

$$b_{CP} = \frac{\pi \cdot \theta \cdot (D/2)^2}{[(D/2) - (d_0/2)] \cdot z}. \quad (4.24)$$

2.18. Определение максимальной ширины лопасти ГВ:

$$b_{max} = C \cdot b_{CP}, \quad (4.25)$$

где коэффициент  $C$  принимается равным 1,1.

2.19. Определение спрямленной ширины лопасти  $b_r$  на любом относительном радиусе ГВ для симметричного усеченного винта Каплана:

$$b_r = b_{max} \cdot f(\bar{r}), \quad (4.26)$$

где значения функции  $f(\bar{r})$  приведены в таблице 4.2. В этой таблице даны значения  $x_1/b_{max}$  (расстояние от осевой линии до входящей кромки) и  $x_2/b_{max}$  (расстояние от осевой линии до выходящей кромки) в процентах от максимальной ширины лопасти. Там же даны значения  $b_1/b_r$  (расстояние от входящей кромки), которые отображают линию наибольших толщин лопасти по ее высоте.

Таблица 4.2 – Коэффициенты для построения спрямленной поверхности лопасти ГВ

$\bar{r}$	0,14	0,25	0,35	0,46	0,57	0,67	0,78	0,9	1,0
$\frac{x_1}{b_{max}}, \%$	13,9	26,8	36,4	43	46,3	49,7	48,4	47,7	45,4
$\frac{x_2}{b_{max}}, \%$	13,9	22,2	29,4	35,5	40,4	44,4	48,1	51,1	54,6
$\frac{x_1 + x_2}{b_{max}}, \%$	27,8	49	65,8	78,5	86,7	94,1	96,5	98,8	100
$b_1/b_r, \%$	50								

2.20. Определение максимальной толщины лопасти у корня  $e_0$  и на конце лопасти  $e_R$  проводится по таблице 4.3, и уточняются после проведения прочностных расчетов ГВ.

Таблица 4.3 – Определение максимальной толщины лопасти ГВ

Число лопастей $z$	3	4	5
$\bar{e}_R = \frac{e_R}{(D/2)}$	0,007	0,007	0,007
$\bar{e}_0 = \frac{e_0}{(D/2)}$	0,10	0,090	0,080

Минимальная толщина  $e_R$  не должна быть меньше 5 мм [30].

2.21. Определение отклонения образующей конца лопасти  $m_R$ :

$$m_R = 0,8 \cdot e_0. \quad (4.27)$$

2.22. Проведение профилирования лопасти ГВ. Наиболее рациональной формой сечения профиля ГВ для АМ является аэродинамический профиль [52], в то время как для отдаления наступления кавитации целесообразно применять сегментные сечения лопастей с вогнутой нагнетающей стенкой [35]. При выборе аэродинамического профиля определяются следующие размеры:

– абсцисса носика профиля винта Каплана  $x_H$ :

$$x_H = b_{max} \cdot (0,166 + 0,970 \cdot \bar{r} - 0,719 \cdot \bar{r}^2). \quad (4.28)$$

– абсцисса хвостика профиля винта Каплана  $x_X$ :

$$x_X = -x_H. \quad (4.29)$$

– абсцисса линии наибольших толщин профиля винта Каплана  $x_{ЛНТ}$ :

$$x_{ЛНТ} = b_{max} \cdot (0,0031 + 0,522 \cdot \bar{r} - 0,523 \cdot \bar{r}^2). \quad (4.28)$$

– ордината центра кривизны носика  $y_H$ :

$$y_H = e \cdot (0,535 - 0,495 \cdot \bar{r}) \geq 2 \text{ мм}. \quad (4.29)$$

– радиус кривизны носика  $r_H$ :

$$r_H = e \cdot (0,242 - 0,245 \cdot \bar{r} + 0,094 \cdot \bar{r}^2) \geq 2 \text{ мм}. \quad (4.30)$$

– ордината центра кривизны хвостика  $y_X$ :

$$y_X = e \cdot (0,609 - 1,410 \cdot \bar{r} + 0,938 \cdot \bar{r}^2) \geq 2 \text{ мм}. \quad (4.31)$$

– радиус кривизны хвостика  $r_X$ :

$$r_X = e \cdot (0,137 - 0,210 \cdot \bar{r} + 0,187 \cdot \bar{r}^2) \geq 2 \text{ мм}. \quad (4.30)$$

Построение аэродинамического профиля ГВ строится в соответствии с рис. 4.4, а.

При выборе сегментного профиля ГВ, его построение ведется по размерам толщины и хорды лопасти на рассматриваемом радиусе (рис. 4.4, б), радиусы скругления входной и выходной кромок выполняются согласно конструкторской документации на ГВ.

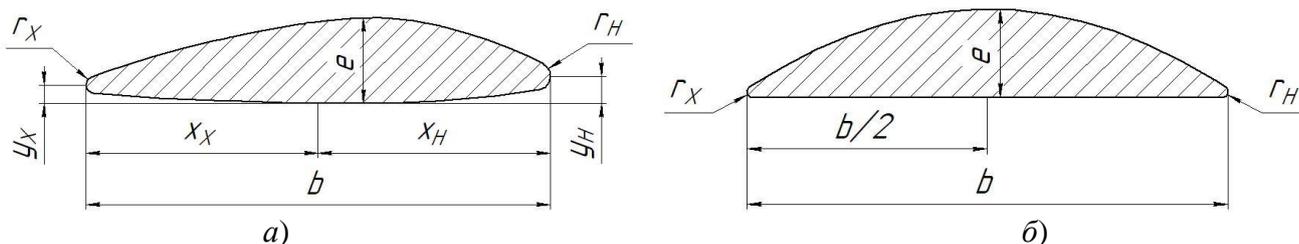


Рисунок 4.4 – Профили ГВ:

а – аэродинамический профиль; б – сегментный профиль

3. Построение трехмерной модели ВД АМ при наличии кольцевой насадки делится на 2 этапа: разработка трехмерной модели ГВ и разработка трехмерной модели кольцевой насадки.

Разработка трехмерной модели ГВ начинается с разработки теоретического чертежа (рис. 4.5) с целью определения площади спрямленной лопасти и проверки

дискового отношения ГВ. Строится осевая линия, от которой на каждом относительном радиусе  $\bar{r}$  откладываются рассчитанные значения  $x_1$  и  $x_2$ , которые определяют контуры входящей и выходящей кромок лопасти. От передней кромки лопасти откладывается значение  $b_1$ , характеризующая линию наибольших толщин. Определение толщин лопасти ГВ между периферийным и корневым сечением определяется графически, для чего необходимо провести образующую лопасти в виде прямой линии, проходящей через точку пересечения оси ступицы и ГВ с его диском. От образующей параллельно оси винта откладываются значения  $e_0$  и  $e_R$  на оси ступицы ГВ и на периферийном сечении лопасти соответственно. И проводится вторая линия. Расстояние между построенными двумя линиями будет являться толщиной лопасти на данном радиусе.

3.1. Построение трехмерной модели ГВ проводится в любой CAD-системе, позволяющей строить сложные поверхности. Первоначально строится набор плоскостей, расположенные от оси ГВ на расстоянии рассчитанных радиусов. На каждой плоскости строятся профили лопасти ГВ, и поворачиваются на угол установки профиля  $\varphi$ , определяемый по шагу, радиусу сечения и количеству лопастей (рис. 4.6).

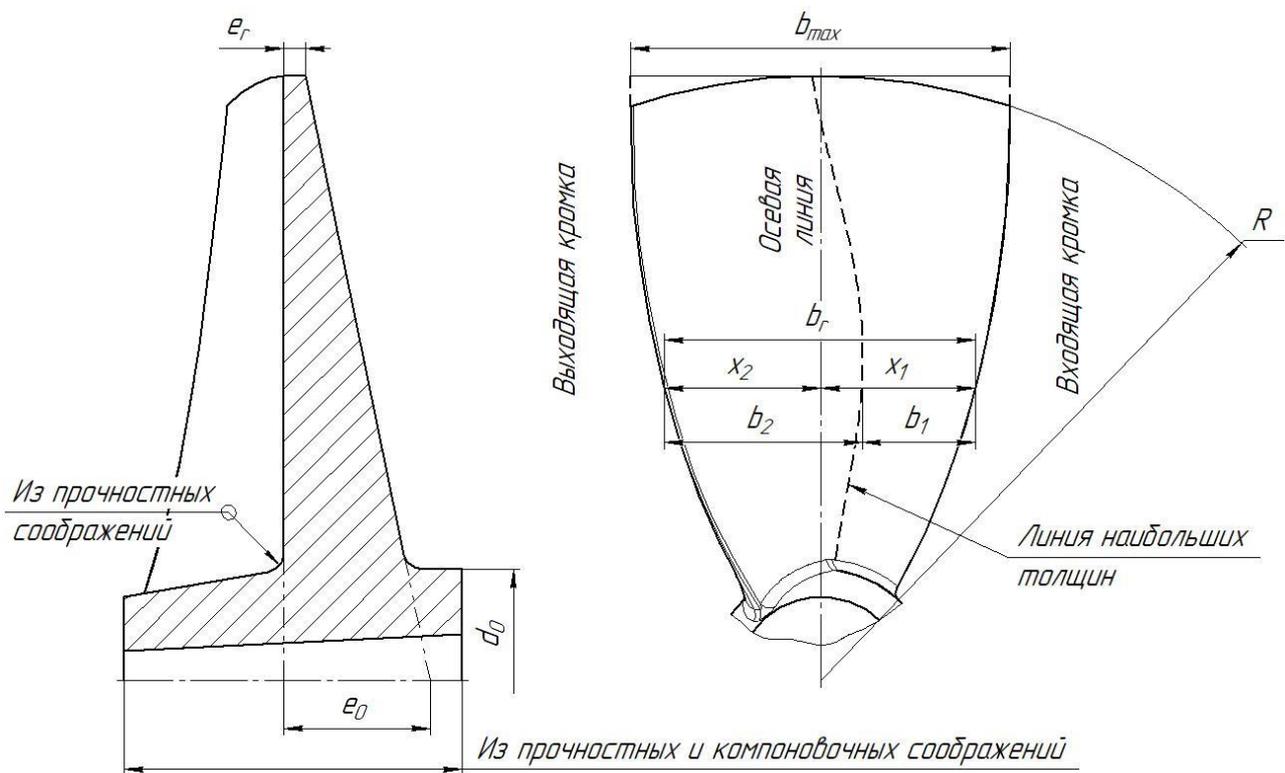


Рисунок 4.5 – Схема ГВ

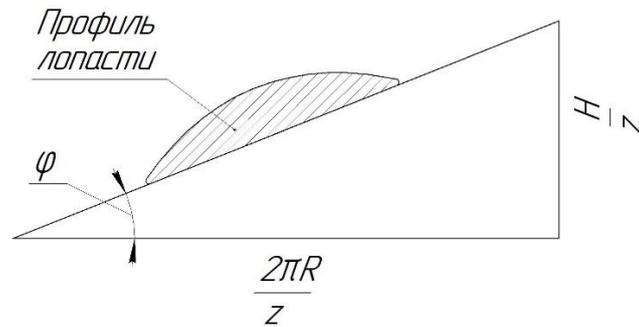


Рисунок 4.6 – Определение угла установки профиля лопасти

Полученные сечения лопасти ГВ проецируются на цилиндрические поверхности, в результате чего получается своеобразный «каркас» лопасти, представляющий собой набор кривых. Далее строятся поверхности по полученному набору кривых, в результате чего формируется лопасть ГВ. В корневом сечении построенные поверхности могут не доходить до поверхности ступицы, поэтому их необходимо продолжить при помощи специальных операций, заложенных в используемую *CAD*-систему. Завершающим этапом построения трехмерной модели ГВ является построение ступицы, и размножение построенной лопасти по круговому массиву в количестве, полученном из предыдущих расчетов. Последовательность построения трехмерной модели сектора ГВ представлена на рис. 4.7.

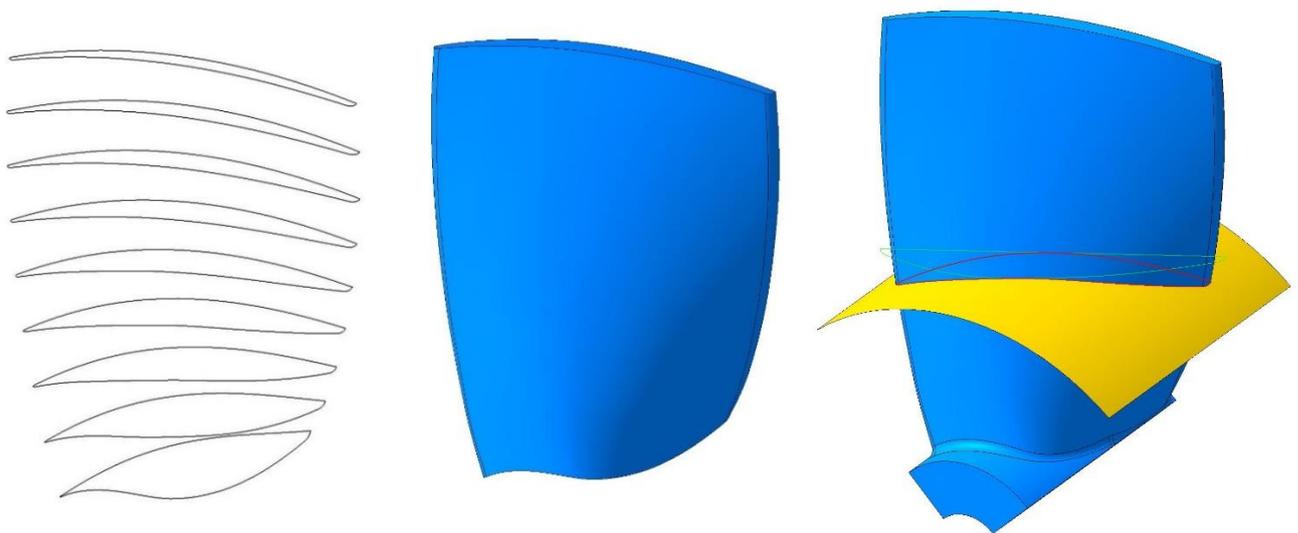


Рисунок 4.7 – Построение трехмерной модели сектора ГВ

3.2. Построение неподвижной кольцевой насадки ВД самоходного парама начинается с определения его основных геометрических характеристик, представленных на рис. 2.16, в соответствии с рекомендациями:

3.2.1. Относительная длина насадки:

$$\bar{l}_H = \frac{l_H}{D} = 0,60 \dots 0,65, \quad (4.31)$$

где  $l_H$  – длина направляющей насадки, равная длине проекции хорды профиля насадки на горизонтальную ось. Значение коэффициента выбирается исходя из конструктивных соображений (размещение насадки в нише ВД, уменьшение массы ВД и т.д.)

3.2.2. Относительная длина входной кромки насадки:

$$\bar{l}_e = \frac{l_e}{l_H} = 0,35, \quad (4.32)$$

где  $l_e$  – длина входной части насадки (от входной кромки до плоскости диска).

3.2.3. Коэффициент раствора насадки при  $2,0 \leq \sigma_K \leq 10,0$ :

$$1,2 \leq \alpha = \frac{F_e}{F_H} \leq 1,4, \quad (4.33)$$

где  $F_e$  – входная площадь насадки;  $F_H$  – рабочая площадь насадки.

3.2.4. Коэффициент расширения насадки:

– при  $\sigma_K \leq 8,0$ ,  $\beta = \frac{F_a}{D} = 1,12$ ;

– при  $\sigma_K > 8,0$ ,  $\beta = \frac{F_a}{D} = 1,20$ ;

где  $F_a$  – площадь выходного сечения насадки.

3.2.5. Зазор между ГВ и кольцевой насадкой в рабочем сечении насадки (цилиндрической вставки):

$$\delta = (0,005 \dots 0,010) \cdot D \leq 15 \text{ мм}. \quad (4.34)$$

Необходимо выбирать меньшие значения зазора для ликвидации концевых потерь у ГВ, однако величина этого зазора не должна превышать 15 мм.

3.3 Трехмерная модель кольцевой насадки строится в любой CAD-системе. В упрощенной модели насадки не учитываются сварные швы, клепки, поддерживающие насадку стойки и скосы, силовые трубы и другие элементы, которые не оказывают влияния на рабочий процесс ВД. Далее модели ГВ и кольцевой насадки объединяются в одну модель, которая в последующем

используется при формировании имитационной модели системы «корпус – водоходный движитель».

4. В процессе построения трехмерных моделей корпуса, расчета основных параметров ВД и построения его трехмерной модели может потребоваться переработка конструктивно-компоновочной схемы самоходного парома. В этом случае необходимо вернуться на этап определения габаритных размеров и проработки компоновки паромной машины, провести уточняющие расчеты, и начать проработку 3D-моделей корпуса и ВД самоходного парома.

5. Для проведения численного моделирования необходимо построить часть окружающей жидкости вокруг АМ, имитирующей объем воды. Необходимо подобрать такие размеры границ расчетной области, чтобы они не влияли на картину течения жидкости вблизи корпуса и ВД самоходного парома. Увеличение границ расчетной области приводит к увеличению количества элементов и узлов конечно-элементной модели, увеличивая время решения задачи. В то же время большие размеры расчетной области исключают влияние краевых эффектов на течение потока вблизи корпуса и ВД самоходного парома. Назначение рациональных размеров границ расчетной области позволяет повысить не только точность численного моделирования, но и уменьшить время расчета задачи.

Строятся несколько вариантов расчетной области, с разными размерами сторон, и проводится численное моделирование на разных режимах работы ВД. Определение оптимальных размеров расчетной области ведется по интегральным параметрам (давлению, скорости, и т.д.) до тех пор, пока размеры расчетной области не будут оказывать влияния на рассматриваемые параметры.

Трехмерная модель расчетной области представляет собой параллелепипед с размерами, определенными ранее, исключая влияние граничных условий на результаты расчета. Расчетная область делится на два параллелепипеда, где в меньший из них помещаются корпус АМ и его ВД в соответствии с расчетной схемой системы «корпус – водоходный движитель». Верхняя грань расчетной области условно представляет собой поверхность воды.

б. Определение оптимальных значений параметров сетки сеточных моделей является одним из ключевых этапов разработки математической модели. Сеточная модель позволяет проводить численное решение задачи путем решения дифференциальных уравнений Навье-Стокса, турбулентности, и т.д., а также получить точность и стабильность результатов моделирования, низкую погрешность моделируемых параметров и время расчета. Наиболее распространенными сеточными редакторами являются *ANSYS Meshing*, *ICEM CFD*, *TurboGrid*. *ANSYS Meshing* является универсальным сеточным редактором, позволяя разбивать модель на элементы сетки с различными требованиями. *ICEM CFD* позволяет строить качественную структурированную сетку, при этом имея возможность сшивать тетра- и гексаэдрическую сетки. *TurboGrid* является универсальным и простым сеточным редактором для различных типов лопаточных машин, позволяя строить качественную сетку с малым количеством элементов. Однако при использовании в расчетах простого ГВ (не усеченного типа Каплана), построение сетки во вращающейся области ГВ в данном модуле невозможно.

Сетка в области течения вокруг самоходного парома (большой параллелепипед) выполняется гексаэдрической, позволяющая уменьшить количество ячеек и машинное время расчета задачи. В меньшем параллелепипеде сетка состоит из тетраэдрических элементов, со слоями ячеек призматической формы вдоль стенок самоходного парома и кольцевой насадки. Рекомендуется сетку в пограничном слое строить по значению толщины первого элемента ячейки (рис. 4.8), что в дальнейшем позволит корректировать сеточную модель для получения оптимального значения параметра  $Y^+$ . На стенках корпуса паромной машины и на стенках ВД сетка строится с измельчением.

Сеточная модель расчетной области вращения ГВ строится с использованием гексаэдрических элементов, с загущением сетки вдоль твердых стенок с целью точного описания пограничного слоя вблизи поверхностей лопасти, втулки и внутренней стенки кольцевой насадки. Особое внимание при построении сеточной модели необходимо уделить зазору между концевой частью лопасти ГВ и внутренней поверхностью стенки кольцевой насадки. Минимальное количество элементов в зазоре с учетом слоев пограничного слоя должно быть не менее 20.

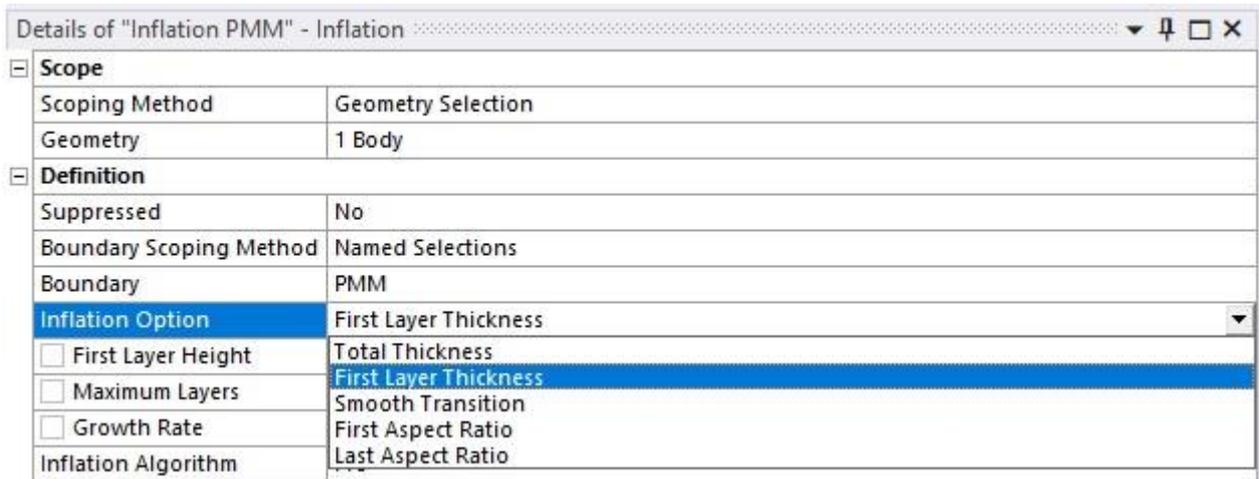


Рисунок 4.8 – Выбор по толщине первого элемента сетки погранслоя

7. При определении параметров сетки могут возникнуть различные проблемы, связанные с геометрией исследуемых объектов, что может вызвать не качественное построение сеточной модели, например, острые углы в расчетной области (менее  $20^\circ$ ). Поэтому при возникновении подобных проблем следует вернуться на этап построения 3D-моделей и отредактировать трехмерные модели корпуса самоходного паромы и его ВД.

8. Следующим этапом разработки математической модели является определение начальных и граничных условий задачи, выбор модели турбулентности и кавитации.

На данном этапе определяются параметры окружающей среды, свойства рабочего тела (жидкости), принимаются допущения:

- жидкость – несжимаемая;
- моделирование взаимодействия роторных и статорных частей выполняется опцией *Frozen Rotor*; (рис. 4.9)

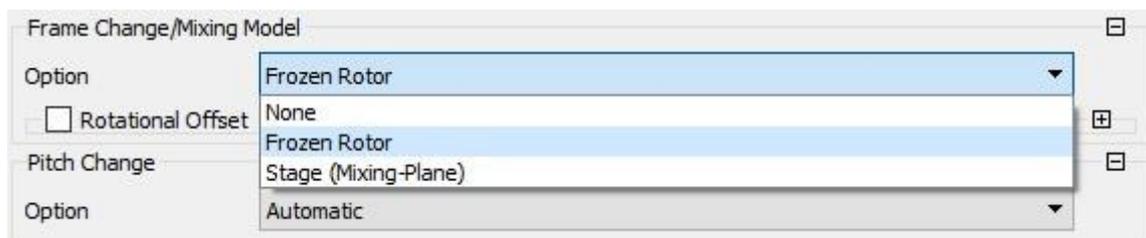


Рисунок 4.9 – Выбор опции взаимодействия между роторной и статорной областью

- осреднение давления и скорости по массовому потоку;
- температура жидкости – постоянная;

Границам расчетной области моделирования назначаются граничные условия, показанные на рис. 4.10.

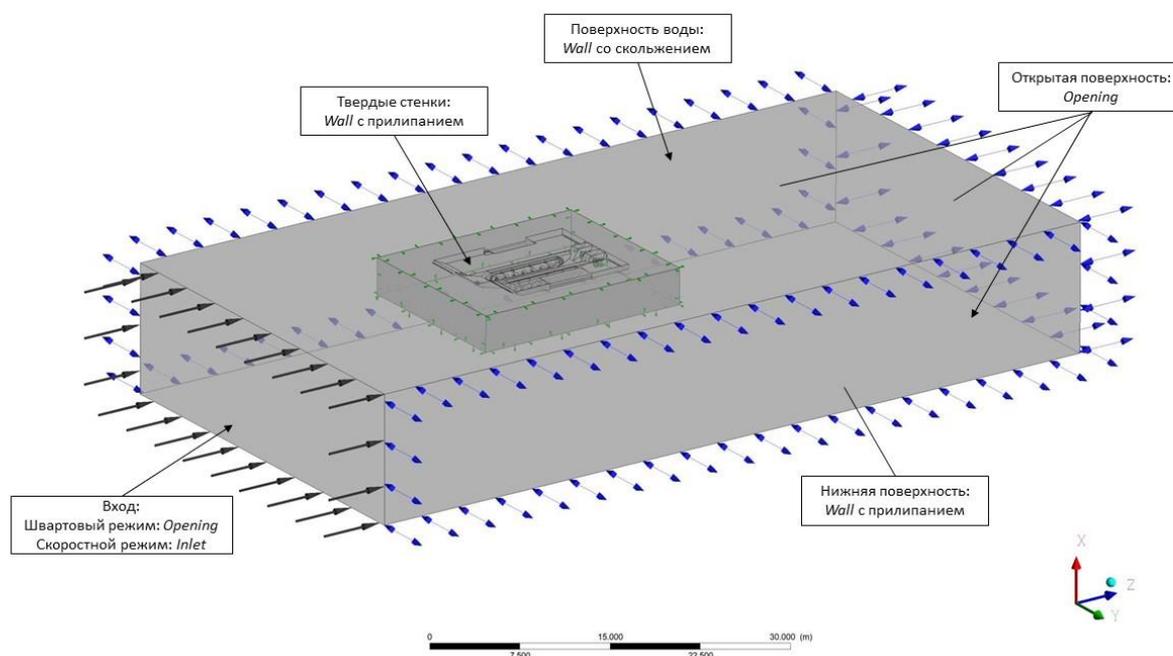


Рисунок 4.10 – Граничные условия математической модели

Граничным условием на входе в расчетную область является условие *Opening* (атмосферное давление  $p_0$ ) на швартовом режиме работы, и граничное условие *Inlet* (скорость движения самоходного паром  $V_n$ ) на скоростном режиме работы.

На открытые поверхности и выход из области назначается граничное условие *Opening*.

На условную поверхность воды назначается граничное условие *Wall* со скольжением.

На твердые стенки назначается граничное условие *Wall* с прилипанием.

Для вращающихся областей назначаются обороты ГВ  $n$ .

Шаг одной итерации по времени в зависимости от частоты вращения ГВ задается в соответствии с формулой (2.12).

Модель турбулентности при моделировании рабочего процесса ВД самоходного паром выбирается из предложенных в ПК *Ansys CFX-Pre* (рис. 4.11), а учет кавитации в процессе работы ВД проводится путем использования модели Рэлея-Плессета (рис. 4.12).



Рисунок 4.11 – Выбор модели турбулентности

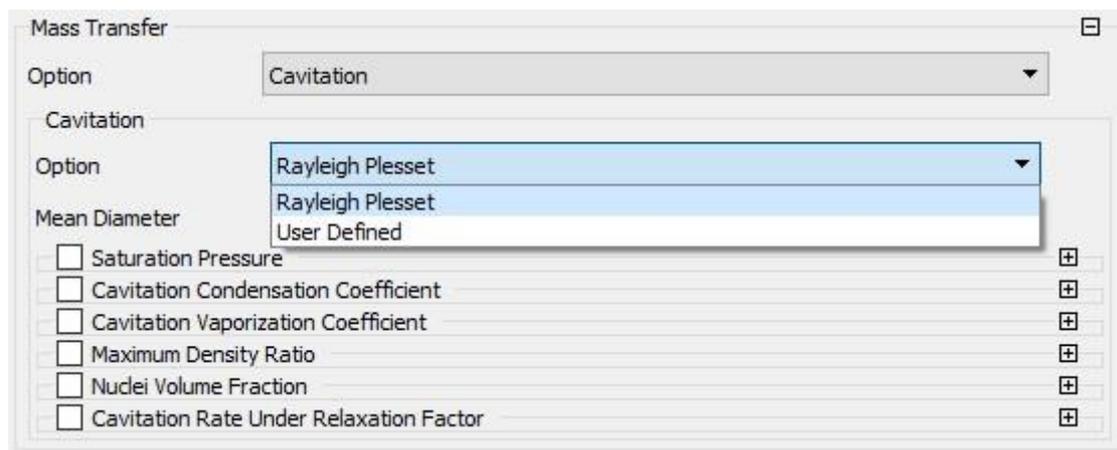


Рисунок 4.12 – Выбор модели кавитации

9. Завершающим этапом разработки математической модели является ее отладка. Отладка математической модели проводится с целью ее тестирования на предмет наличия в ней ошибок (не настроенные начальные условия, отсутствие вращения ВД, или их вращение в противоположную сторону, возникновение сильных отрывных течений из-за плохого качества сетки и т.д.). Проводится численное моделирование параметров рабочего процесса ВД в одной точке режима работы самоходного парама. В процессе отладки математической модели может потребоваться необходимость изменения моделей турбулентности, кавитации граничных или начальных условий рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель». Если после проведения отладки математической модели требуется ее корректировка, необходимо вернуться на этап определения граничных и начальных условий математической модели, выбора моделей турбулентности и кавитации, и т.д.

Результатом разработки математической модели является настроенная имитационная модель рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель» самоходного парама.

### 4.3 Моделирование рабочего процесса водородных двигателей самоходных паромов

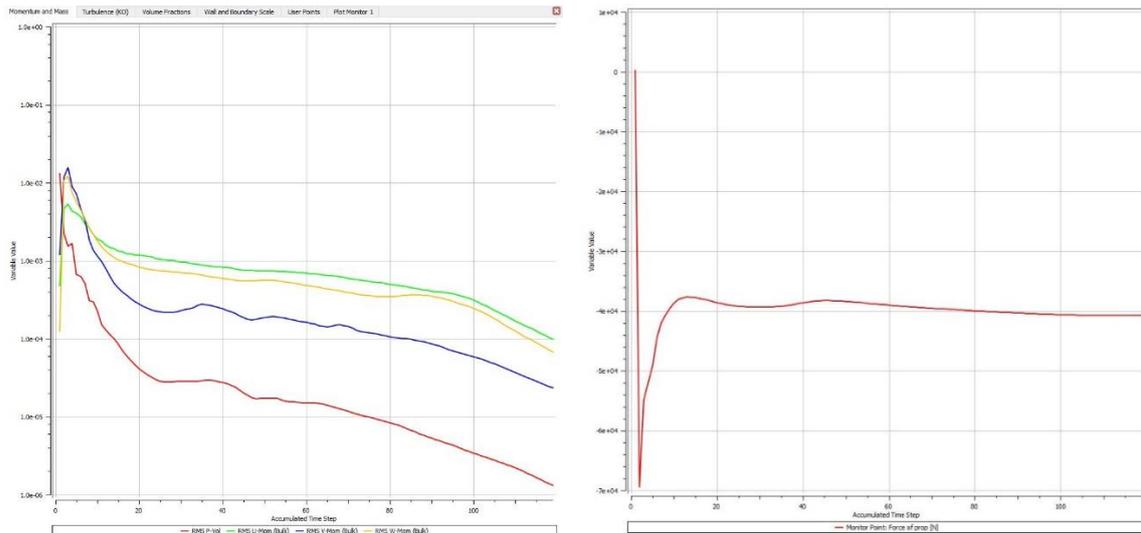
Моделирование рабочего процесса водородных двигателей самоходных паромов проводится в несколько этапов, алгоритм представлен в приложении Б на рисунке Б.3.

1. На первом этапе проводится расчет распределения скоростей и давлений без образования газообразной фазы (кавитации). В процессе численного моделирования необходимо оценить сходимость параметров рабочего процесса (рис. 4.13) системы «труднообтекаемый корпус – водородный двигатель»: компоненты скорости и статическое давление, объемная доля пара, параметры турбулентности. Значения параметров по невязкам должно быть ниже  $10^{-4}$ , а дисбаланс порядка 0,1% [73]. Сходимость решения учитывается по стабильности значения тяги ВД, моменту, возникающему на лопастях ГВ и т.д.

2. Если сходимость параметров рабочего процесса не осуществляется, необходимо вернуться на этап настройки математической модели, и провести ее корректировку (увеличить количество элементов в сеточной модели, сменить модель турбулентности т.д.).

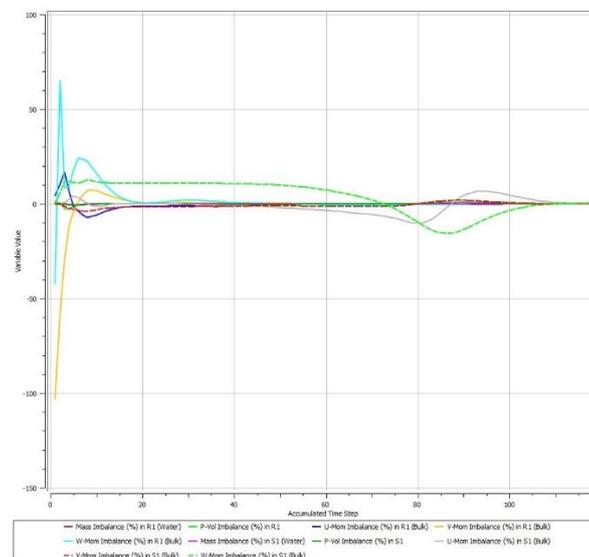
3. Далее проводится повторный расчет, где учитывается вероятность образования газообразной фазы (кавитации), при этом к исходным данным добавляются результаты моделирования, полученные при предыдущем расчете без учета возникновения кавитации.

4. Проводится повторная оценка сходимости решения задачи. Если сходимость не наблюдается, необходимо вернуться на этап настройки математической модели или на этап учета образования газообразной фазы (смена модели турбулентности, правка коэффициентов выбранного уравнения турбулентности и т.д.).



а)

б)



в)

Рисунок 4.13 – Сходимость параметров в процессе моделирования:  
 а – сходимость компонентов скорости и статического давления; б – сходимость параметра  
 рабочего процесса; в – сходимость по имбалансам

5. После проведения моделирования рабочих процессов ВД самходных движителей с учетом образования кавитации, первоначально до анализа полученных результатов необходимо оценить распределение параметра  $Y^+$  (рис. 4.14) для выбранной модели турбулентности на поверхностях, имитирующих твердые стенки (корпус парама и элементы СД, ГВ, кольцевая насадка). Распределение параметра  $Y^+$  позволяет оценить качество сетки у стенок, тем самым позволяя сделать вывод о адекватности результатов проведенного численного моделирования.

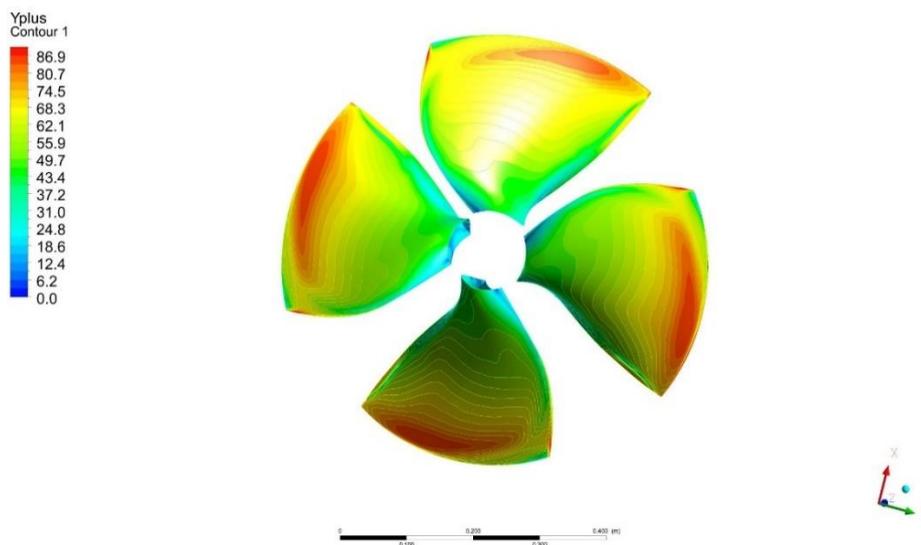


Рисунок 4.14 – Распределение параметра  $Y^+$  на поверхности лопастей

6. В случае неудовлетворительного распределения данного параметра необходимо вернуться на этап построения сеточных моделей и переработать сеточную модель расчетной области (уменьшить размер элемента сетки вблизи твердых стенок, уменьшить (или увеличить) толщину первого элемента сетки пограничного слоя, и т.д.).

7. Интегральные характеристики ВД самоходных паромов, полученные путем численного моделирования, сравниваются с характеристиками в ТЗ. Сопоставление и анализ результатов позволяет скорректировать геометрию ВД и корпуса самоходного парома. Разработка паромной машины является многоитерационным процессом. Результатом такого процесса является получение характеристик, которые были заложены на стадии проектирования с учетом изменения геометрии ВД и элементов корпуса самоходного парома.

В процессе анализа и обработки результатов необходимо обратить внимание на распределение локальных и интегральных параметров системы «корпус – водоходный движитель», а именно на распределение полей давления в различных плоскостях расчетной области, векторов скоростей в различных элементах самоходного парома (в СД, в проточной части кольцевой насадки, у лопастей ГВ). Надо оценить образование отрывных течений, их влияние на характеристики ВД самоходных паромов. Оценка образования кавитации на лопастях ГВ и отрыв потока жидкости от поверхности лопасти ГВ позволит сделать вывод о

необходимости проведения перепрофилирования ГВ с целью повышения его эффективности. Анализ распределения линий тока и векторов скоростей позволит выявить оптимальное место размещения ВД, где отсутствует или нет ярко выраженного турбулентного потока. Анализ и обработка значений интегральных параметров позволяет сделать вывод о достижимости заложенных при проектировании характеристик системы «корпус – водоходный движитель».

8. В случае, если параметры системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» не достигают ожидаемых значений, необходимо провести анализ факторов, которые могли оказать влияние на эффективность рабочих процессов ВД самоходных паромов, вернуться на этап выбора компоновки и определения основных размеров самоходного парома.

Обработка и анализ результатов численного моделирования ВД самоходных паромов позволяет сформировать комплекс рекомендаций/мер, направленных оптимизацию параметров рабочего процесса системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель»

#### **4.4 Рекомендации по разработке/оптимизации системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель»**

На основе результатов проведенных исследований рабочего процесса ВД самоходных паромов была сформирована математическая модель, позволяющая моделировать характеристики системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» на различных режимах эксплуатации паромной машины с учетом геометрии корпуса и элементов ходовой части АМ, результатом которого явилась проработка перечня мероприятий и рекомендаций для разработки или оптимизации системы «корпус – водоходный движитель».

*Рекомендации по уменьшению сопротивления корпуса самоходного парома.*  
При разработке перспективных средств преодоления водных преград уменьшение сопротивления корпуса достигается за счет тщательной проработки геометрии корпус, а при модернизации находящихся в эксплуатации АМ уменьшение

сопротивление корпуса достигается внесением в конструкцию внешних механизмов, не меняющих силовую схему паромной машины. Устанавливаемое оборудование, уменьшающее сопротивление корпуса, не должно выходить за габаритные размеры АМ.

Так, например, использование более обтекаемых форм понтонов (скосы в передней и кормовой части) позволяют уменьшить сопротивление корпуса паромной машины, обеспечить более благоприятные условия для работы ВД АМ за счет отсутствия отрывных течений в кормовой части самоходного парома, однако при этом грузоподъемность существенно снижается. Использование волнорезов в передней части корпуса АМ дает примерно равное уменьшение сопротивления корпуса, что и вариант создания скосов в кормовой части паромных машин, однако при этом грузоподъемность не снижается. Необходимо обеспечить сложную кинематику складывания и раскладывания элементов волнореза, размещение его на паромной машине так, чтобы сложенный волнорез не выходил за габаритные размеры паромной машины в транспортном положении.

Помимо кардинальных изменений конструкции или внесения дополнительных механизмов, обеспечивающих уменьшение сопротивления корпуса, вторым путем уменьшения сопротивления является проработка и внесение незначительных изменений в небольшие конструктивные элементы корпусов АМ. Например, перенос фар машины на места, расположенные выше уровня ватерлинии, проработка механизмов доступа экипажа в кабину управления, накладные панели, закрывающие элементы ходовой части самоходных паромов.

На рис. 4.15 представлены результаты исследования влияния геометрии корпуса на буксировочное сопротивление на примере паромно-мостовой машины ПММ-2М, из которого видно, что даже при незначительном улучшении гидродинамики корпуса за счет переработки некоторых конструктивных элементов можно добиться повышения скорости до 2%.

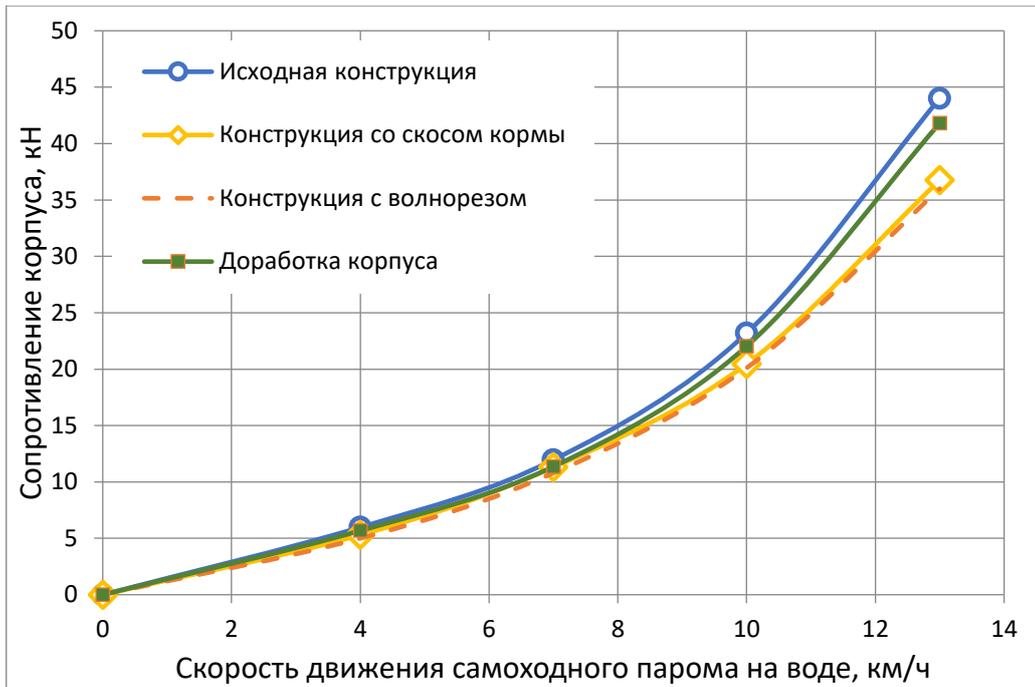


Рисунок 4.15 – Зависимость сопротивления корпуса различных исполнений

При разработке принципиально новых перспективных образцов самоходных паромов необходимо заложить в конструкцию машины такие технические решения и новые материалы, которые позволят обеспечить максимально возможное гидродинамическое качество корпуса АМ с требуемыми значениями грузоподъемности.

Поскольку сопротивление элементов ходовой части самоходного паромов достигает 35% [35] от общего сопротивления корпуса, целесообразно использование механизмов и систем, убирающих СД в корпус паромной машины, что, надо отметить, сопровождается нежелательным усложнением конструкции и увеличением веса подобной техники.

Помимо этого, необходимо разработать такие варианты компоновки понтонов, которые могут обеспечить максимальную грузоподъемность АМ, например, выдвигаемые дополнительные объемы из корпусов, надувные емкости, находящиеся в корпусе машины при транспортировке машины по суше, или же разработка принципиально новых ККР исполнения понтонов, уменьшающих свои объемы в транспортном положении.

Повышение грузоподъемности можно обеспечить за счет исполнения опорных катков пустотелой конфигурации, однако при этом необходимо

проводить соответствующие прочностные расчеты, и оценивать перспективы использования таких схемных решений с существующими опорными катками.

Приведенные выше рекомендации позволяют оптимизировать элементы системы «корпус – водоходный движитель» и обеспечить высокие гидродинамические характеристики корпусов самоходных паромов.

*Рекомендации по оптимальному размещению элементов пропульсивного комплекса самоходного парома.* Размещение элементов пропульсивного комплекса существенным образом оказывает влияние на параметры рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель». При проведении компоновочных работ необходимо так разместить элементы и системы АМ, чтобы создавался дифферент на корму, обеспечивающий уменьшение сопротивления воды движению корпуса. В таком исполнении СУ необходимо располагать в центре масс АМ, трансмиссию – в передней части, редуктор (при наличии) и ВД – в кормовой.

Расположение грузовой платформы самоходных паромов также оказывает влияние на водоходные качества АМ. При проектировании транспортной АМ пол грузового отсека рекомендуется располагать максимально низко, чтобы снизить расположение центра масс машины, что позволит увеличить остойчивость АМ на воде.

Размещение ВД самоходного парома зависит от типа применяемого ВД. При выборе места размещения ВД требуется обеспечить ему максимально возможный диаметр с целью увеличения КПД ВД и снизить нагрузку на его лопасти. При этом ВД должен не только не выходить за габариты АМ, но и не уменьшать полезный объем пространства корпуса паромной машины.

Проработку оптимальной компоновки систем АМ и элементов пропульсивного комплекса необходимо решать одновременно, учитывая их взаимовлияние друг на друга (влияние центра масс на дифферент паромной машины, ведущий к изменению сопротивления и достижения требуемых скоростей движения по воде, влияние различных типов СД на параметры ВД АМ, и т.д.). Комплексный подход к процессу поиска оптимальной компоновки систем АМ и

элементов пропульсивного комплекса обеспечит оптимальные параметры рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель».

*Рекомендации по уменьшению воздействия корпуса на параметры рабочего процесса ВД.* Из-за близости ВД к элементам СД самоходного паромы, ВД работают в сильно возмущенном потоке, который снижает их эффективность. Работа ВД вблизи корпуса АМ увеличивает сопротивление воды движению АМ по воде, а корпус и СД создают турбулентные вихри, ухудшающие работу ГВ.

Для уменьшения воздействия потока жидкости на параметры ВД самоходных паромов, необходим поиск оптимального места размещения ВД относительно корпуса машины, при этом трансмиссия привода ГВ не должна сильно усложняться. Таким образом, ВД можно разместить в передней части корпуса АМ на опускающейся колонке, где воздействие корпуса сведено к нулю, или на определенном удалении от корпуса при помощи телескопических карданных валов, как по горизонтали, так и по вертикали.

Предложенные рекомендации по оптимизации параметров системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» позволяют провести модернизацию существующих самоходных паромов и сформировать научно-технический задел для разработки перспективных образцов паромной техники нового поколения.

#### **Выводы по главе 4**

Разработанная методика моделирования рабочего процесса ВД самоходных паромов состоит из этапов: определение значений исходных данных, проработка компоновочной схемы самоходного паромы, разработка математической модели рабочего процесса ВД самоходных паромов, моделирование рабочего процесса ВД самоходных паромов и проработка перечня мероприятий и рекомендаций для разработки или оптимизации системы «корпус – водоходный движитель».

Математическое моделирование рабочего процесса ВД АМ выполняется в определенной последовательности:

- построение упрощенных моделей корпуса самоходного паромы и его ВД;
- определение оптимальных границ расчетной области;
- построение трехмерной модели расчетной области;
- определение оптимальных значений параметров сетки сеточных моделей;
- определение начальных и граничных условий;
- выбор моделей турбулентности и кавитации;
- отладка математической модели;
- проведение численного моделирования ВД самоходного паромы;
- анализ результатов численного моделирования.

Сформированная методика моделирования рабочего процесса ВД АМ позволяет определять на начальном этапе проектирования геометрические формы и размеры корпусов АМ, необходимые для создания упрощенной трехмерной модели корпуса. Помимо этого, методика позволяет вычислять основные параметры рабочего процесса ГВ в кольцевой насадке, необходимые для последующих расчетов геометрических параметров ВД АМ и построения их трехмерных моделей. Предложенный учет геометрии корпуса самоходного паромы позволяет определять интегральные параметры рабочего процесса ВД самоходных паромов с погрешностью не более 5%.

Разработанная методика может использоваться при моделировании ВД самоходных паромов с ГВ типа Каплана и неподвижной кольцевой насадкой. Методика позволяет рассчитывать основные параметры рабочего процесса ГВ в кольцевой насадке на швартовых и скоростных режимах работы ВД самоходных паромов, погрешность моделирования интегральных характеристик составляет не более 5%.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнен аналитический обзор ТС для преодоления водных преград и ВД АМ, обоснована целесообразность применения ГВ в кольцевой насадке в качестве ВД самоходного парама. Проведен анализ научной периодики и технической литературы, который показал, что большая часть инженерных методик не позволяет учитывать влияние неравномерности потока рабочего тела, вызванное геометрией корпуса и элементами ходовой части самоходного парама, на параметры рабочего процесса ВД, что, в итоге, не позволяет использовать предлагаемые авторами математические модели при расчете характеристик ВД АМ.

2. Разработана математическая модель системы «труднообтекаемый корпус – водородный движитель», учитывающая неидеальность геометрии корпуса самоходного парама, выступающие элементы ходовой части, образование кавитационных каверн и неравномерность потока, подходящего к ГВ. Определена целесообразность использования модели турбулентности *SST*. В качестве начальными условий для моделирования кавитации необходимо использовать результаты численного моделирования, полученные при расчете ВД паромной машины без учета образования кавитации.

Исследование влияния геометрии корпуса и элементов ходовой части самоходного парама показало существенное влияние транспортных ниш ВД самоходных паромов на равномерность потока, а нижняя часть корпуса машины совместно с сухопутным движителем изменяют направление потока воды к ВД, вызывая различные вихреобразования. Разряжение на засасывающей стороне лопасти ГВ вызывает появление кавитационных каверн, которые на расчетной частоте вращения снижают значение силы тяги до 50%, что требует проведения перепрофилирования лопастей ГВ.

Сравнение результатов численного моделирования рабочих процессов штатного ГВ и ГВ улучшенной геометрии показывает увеличение силы тяги ГВ на

73%, что позволяет увеличить скорость движения паромной машины на 28,5% при неизменном значении КПД ВД.

3. Проведена верификация разработанной математической модели рабочего процесса ВД самоходного пароме на основании данных, полученных при экспериментальном исследовании.

По результатам верификации обоснована выбранная модель турбулентности и подтверждена адекватность разработанной математической модели.

При проведении испытаний паромно-мостовой машины экспериментально получена ходовая характеристика самоходного пароме на штатных ГВ и ГВ рациональной конструкции, подтверждающая целесообразность проведения улучшения ГВ в составе ВД самоходного пароме с целью повышения его скоростных и гидродинамических характеристик.

4. Разработанная методика позволяет моделировать интегральные параметры рабочего процесса ВД с погрешностью не более 5%. Методику трехмерного численного моделирования ВД самоходных пароме рекомендуется использовать при моделировании и исследовании характеристик рабочего процесса компоновочных схем «труднообтекаемый корпус – водородный движитель», разработке, доводке и модернизации существующих паромных машин с ГВ в кольцевой насадке в качестве ВД АМ.

**СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ****Основные сокращения**

АМ	амфибийная машина
БМП	боевая машина пехоты
БТР	бронетранспортер
ВД	водоходный движитель
ГВ	гребной винт
ККР	конструктивно-компоновочное решение
КПД	коэффициент полезного действия
ОБТ	основной боевой танк
ПК	программный комплекс
РК	рабочее колесо
СД	сухопутный движитель
СУ	силовая установка
ТЗ	техническое задание
ТС	техническое средство

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Степанов А. П. Боевые плавающие машины США: Иллюстрированный справочник / А. П. Степанов. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2001. – 96 с.: ил.
2. Степанов А. П. Амфибийные машины Соединенных Штатов Америки // Техника и вооружение: вчера, сегодня, завтра..., Москва, 2001. №9 – с. 39-44.
3. Федеральное государственное унитарное предприятие конструкторского бюро транспортного машиностроения (ФГУП КБТМ). Патент на изобретение № 2296080 (RU) – Десантный танковый паром, 2007.
4. Степанов А. П. Амфибийные машины Франции // Техника и вооружение: вчера, сегодня, завтра..., №12, 2005. – с. 15–17.
5. Abdulov S., Trusevich I., Volkov A. Ensuring the amphibious capabilities of the amphibious vehicle based on the hydrodynamic buoyancy principle // MATEC Web Conferences 224, 2018.
6. Редькин М. Г. Плавающие колесные и гусеничные машины / М. Г. Редькин. – М.: «Воениздат», 1966. – 198 с.: ил.
7. Стрелков А. Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин: учеб. пособие / А. Г. Стрелков. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с. ил.
8. Мельник С. В., Расщупкин В. П., Громовик А. И., Голощапов Г. А. Научные основы обеспечения надежности и долговечности ходовых систем гусеничных машин: монография. – Омск: СибАДИ, 2009. – 91 с.: ил.
9. Гусеницы против колес: дилемма на все времена [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://topwar.ru/137518-gusenicy-protiv-koles-dilemma-na-vse-vremena.html>.
10. Степанов А. П. Плавающая бронетехника России: Иллюстрированный справочник / А. П. Степанов. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2002. – 128 с.: ил.

11. Hydrodynamic characteristics of the surface-piercing propellers for the planing craft / Hassan Hassemi // *Journal of Marine Science and Application*, 2009. №. P. 267–274.
12. Performance of a family of surface piercing propellers / Ferrando M., Scamarella A., Bose N, Lui P., Veitch B. // *Royal Institute for Naval Architects (RINA) Transaction*. 2002, Part A. P. 63–74.
13. Басин А. М., Миниович И. Я. Теория и расчет гребных винтов. – Л.: Гос. союз. изд. судостроительной отрасли, 1963. – 760 с.: ил.
14. Some Unsteady Propulsive Characteristics of a Podded Propeller Unit under Maneuvering Operation // *First International Symposium on Marine Propulsors*. Trondheim, Norway, 2009.
15. Степанов А. П. Конструирование и расчет плавающих машин / А. П. Степанов. – М.: «Машиностроение», 1983. – 200 с.: ил.
16. Васильев В. Ф. Водометные движители: учеб. пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2006. – 45 с.
17. Хорхордкин Е. Г. Стационарные водометы. Справочник. – М.: «Издательский Дом Рученькиных», 2004. – 160 с.
18. Carlton J. S. *Marine Propellers and Propulsion*. – 2nd ed., 2007. – 533 p.
19. Norbert Bulten. *Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System*. Eindhoven, 2006. – 200 p.
20. Абдулин А. Я. Методика моделирования рабочего процесса водометных движителей скоростных судов: дис. на соискание ученой степ. канд. техн. наук. Уфа, 2014. – 160 с.
21. Данилов Е. В. Водомет, который мы не знали // *Журнал «Катера и яхты»*, 2006. № 6(204). С. 70–72.
22. Федосеев С. Л. Десантные амфибии Второй Мировой. «Аллигаторы» США – плавающие танки и бронетранспортеры / С. Л. Федосеев. – М.: «Яуза: Эскмо», 2014. – 160 с.: ил.
23. Бородин Н. Г. и др. Машины инженерного вооружения. Часть 2: Машины для преодоления препятствий и водных преград / Н. Г. Бородин,

А. Н. Андросов, Ф. З. Кичатов, Г. В. Антонов, В. М. Гордеев; под общ. ред. Н. Г. Бородина. М.: «Воениздат», 1986. – 471 с.: ил.

24. Сергеев Л. В. Теория танка / Л. В. Сергеев. М.: Изд. Академии БТВ, 1973.

25. Лепешкин А. В. Опыт использования и перспективы создания многоприводных колесных машин повышенной проходимости // Известия МГТУ «МАМИ», №2 (10), 2010. – с. 54–65.

26. Полунгян А. А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 в 3т. Т. 1 / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладов и др.; под ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2008. – 496 с.: ил.

27. Wagner E. A. Patent № 3057319 (USA) – Rough terrain amphibious vehicle, oct. 9, 1962.

28. Forsyth Etal R. W. Patent № 3348518 (USA) – Amphibious star-wheeled vehicle, oct. 24, 1967.

29. Емельяненко Н. Ф. Ходкость водоизмещающих морских судов: учеб. пособие / Н. Ф. Емельянов, Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет. – Владивосток: Из-во Дальрыбвтуз, 2004. 249 с.

30. Вьюгов В. В. Расчет винтовых движителей судна. Методический указания / В. В. Вьюгов. – Новосибирск: Новосибирская государственная академия водного транспорта, 2005. – 39 с. ил.

31. Кеслер А. А. Расчет и анализ показателей пропульсивного комплекса судна. Учебно-методическое пособие / А. А. Кеслер. – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2019. – 76 с. ил.

32. Ряйсянен А. Г. Расчет движительного комплекса винтового судна. Методические указания / А. Г. Ряйсянен. – Хабаровск: ГОУ ВПО «ТОГУ», 2010. – 51 с. ил.

33. Веретенников А. И., Мущинский Ю. М., Нефёдов А. В. Особенности расчета сопротивления движению боевой колесной машины на плаву // Механіка та машинобудування, №2. Харьков, 2009. – с. 11–16.

34. Зайцев С. В. Спецоборудование амфибийных транспортных средств специального назначения. Наплавные мосты и паромы: учеб. пособие / С. В. Зайцев, М. Ю. Тимофеев. – М.: МАДИ, 2015. – 100с.
35. Степанов А. П. Проектирование амфибийных машин / А. П. Степанов. – М.: Мегалион, 2007. – 420 с.: ил.
36. Нгуен Т. М., Май Т. А., Дйнь В. К., Нгуен Б. З. Метод повышения запаса плавучести легких плавающих танков ПТ-76 во вьетнамских условиях эксплуатации // «Молодой ученый», №16 (96). Казань, 2015. – с. 206–210.
37. Толстолицкий В. А., Павлюченко А. А., Рассказов И. И., Толстолицкая Т. В. Сравнение водоходных качеств изделий БТР-3Е и БТР-4Е // Механіка та машинобудування, №1. Харьков, 2014. – с. 128–135.
38. Duan L., Yao K., Pan X., Hou Z., Zhao X., Tian X. Study on force characteristics and resistance for water amphibious vehicle // 3<sup>rd</sup> International Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Systems, 2015. p. 553–557.
39. Белов В. К., Тимченко А. Ю. Оценка водоходных качеств транспортера тягача МТ-ЛБ с различными типами водоходных движителей // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып. : Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2008. – № 46. – С. 34–39
40. Abdulov S., Trusevich I., Volkov A. Ensuring the amphibious capabilities of the amphibious vehicle based on the hydrodynamic buoyancy principle // MATEC Web Conferences 224, 2018.
41. Kotowski M., Barnat W., Grygorowicz M., Panowicz R., Dybcio P. Experimental and numerical buoyancy analysis of tracked military vehicle // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 19, No. 4, 2012. – p. 321–324.
42. Nakisa M., Maimin A., Ahmed Yasser M., Behrouzi F., Steen S., Tarmizi A. Hydrodynamic resistance analysis of new hull design for multipurpose amphibious vehicle applying with finite volume method // Journal Teknologi (Sciences & Engineering) 74:5, 2015. – p. 73–76.

43. Nakisa M., Maimin A., Ahmed Yasser M., Behrouzi F., Tarmizi A. Numerical estimation of shallow water effect on multipurpose amphibious vehicle resistance // *Journal of Naval Architecture & Marine Engineering*, 14 (2017). – p. 1–8.
44. Guo Z., Pan Y., Zhang H., Wang Y. Numerical simulation of an amphibious vehicle sailing resistance // *Internal Journal of Computer Science Issues*, Vol. 10, Issue 1, No 1, January 2013. – p. 33–36.
45. Abramowicz-Gerigk T., Burciu Z., Gerigk M. Practical aspects of design and operation of amphibious craft for rescue purposes // *Machines, Technologies, materials*, Issue 9/2013. – p.15–18.
46. Piyush A. Stability and drag analysis of wheeled amphibious vehicle using CFD and model testing techniques // *Applied Mechanics and Materials Vols. 592-594* (2014), p. 1210–1219.
47. Nakisa M., Maimin A., Ahmed Yasser M., Behrouzi F., Tarmizi A. RANS simulation of viscous flow around hull of multipurpose amphibious vehicle // *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 8, No. 2, 2014. – p. 298–302.
48. Pan X., Yao K., Duan L., Hou Z., Tian X., Zhao X. Simulation of amphibious vehicle water resistance based on fluent // *International Conference on Materials Engineering and Information Technology Applications*, 2015. – p. 485–489.
49. Helvacioğlu S., Helvacioğlu I., Tuncer B. Improving the river crossing capability of an amphibious vehicle // *Ocean Engineering* 38 (2011), p. 2201–2207.
50. Хренов И. О. Метод расчета силы сопротивления движению на воде амфибийных колесных и гусеничных машин с использованием программного комплекса ANSYS CFX // *Журнал автомобильных инженеров*, №1. 2018. – с. 31–33.
51. Филатов В. В. Гидродинамическое исследование перспективной быстроходной амфибийной машины малого класса // *Вестник гражданских инженеров*, №2 (61). 2017. – с. 219–223.

52. Басин А. М. Руководство по расчету и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания / Под редакцией А. М. Басина и Е. И. Степанюка. Ленинград: изд. «Транспорт», 1977. – 268 с. ил.
53. Хейфец Л. Л. Гребные винты для катеров – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 200с.
54. Антоненко С. В. Судовые движители: учеб. пособие / С. В. Антоненко; Дальневосточный государственный технический университет. – Владивосток: Изво ДВГТУ, 2007. – 126 с
55. Басин А. М. Теория и расчет гребных винтов / А. М. Басин, И. Я. Миниович. – Ленинград: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1963. – 760 с. ил.
56. Lopez D., Hernandez J., Plazaola C., Banfield I., Vega A. Modeling and Simulation of the Bollard Pull Test on twin propeller tugboats using CFD [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://www.classibs.org/re\\_archivos/b4f94dd4\\_Publication-Modeling%20and%20Simulation%20of%20the%20Bollard%20Pull%20Test%20on%20twin%20propeller%20tugboats%20using%20CFD.pdf](https://www.classibs.org/re_archivos/b4f94dd4_Publication-Modeling%20and%20Simulation%20of%20the%20Bollard%20Pull%20Test%20on%20twin%20propeller%20tugboats%20using%20CFD.pdf).
57. Kwang-Jun Paik, Hyung-Gil Park, Jongsoo Seo. RANS simulation of cavitation and hull pressure fluctuation for marine propeller operating behind-hull condition // Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng, 2013. – p. 502–512.
58. Kwang-Jun Paik, Hyung-Gil Park, Jongsoo Seo. URANS Simulations of Cavitation and Hull Pressure Fluctuation for Marine Propeller with Hull Interaction // Third International Symposium on Marine Propulsors, 2013. – p. 389–396.
59. Печенюк А. В. Численное моделирование взаимодействия между корпусом судна и движителями [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://tesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv\\_es18\\_1.pdf](https://tesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv_es18_1.pdf).
60. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1: Учеб. руководство: Для втузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, Гл. ред. физ-маг. лит., 1991. – 600 с. ил.
61. Сергель О. С. Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов. – М. Машиностроение.ю 1981. – 374 с. ил.

62. Юн А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений / А. А. Юн – М.: 2009. – 273 с.
63. Software for Fluid Dynamic ANSYS CFX – Ver. 11 / ANSYS CFX-Solver Theory Guide – ANSYS Inc. – 2008. – 262 p.
64. Постановление Правительства РФ от 15.04.2011 N 272 (ред. от 14.08.2020) "Об утверждении Правил перевозок грузов автомобильным транспортом"
65. Чобиток В. А. Конструкция и расчет танков и БМП // В. А. Чобиток, Ю. Н. Брижнев, А. А. Долганов, А. В. Мирошник. – М.: Военное изд-во, 1984. – 376 с. ил.
66. Yin Lu Young. Numerical Modeling of Supercavitating and Surface-Piercing Propellers: Dissertarion for the Degree of Doctor of Philosophy. Texas, Austin, 2002. – 184 p.
67. Chrusiel T., Ciba E., Dopke J. CFD and FEM model of an underwater vehicle propeller // POLISH MARITIME RESEARCH 3(83), Vol. 21 – 2014. pp. 40–45.
68. ANSYS Modeling and Meshing Guide – Ver.9 – ANSYS Inc. – 2004. – 276 p.
69. Месропян А. В., Шабельник Ю. А. О влиянии параметров сеточной модели при формировании расчетной области на примере гребного винта // Вестник УГАТУ, №2 (92), т. 25. 2021. – с. 41–47.
70. Туснин А. В., Шаламов С. А., Августинович В. Г. Методика построение конечно-элементной сеточной модели на примере камеры сгорания газотурбинного двигателя // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника, № 35. 2013. – с. 31–48.
71. Мухаметзянова А. Г., Сосков В. Н., Алексеев К. А. Создание трехмерной расчетной области и генерация сетки для CFD-моделирования гидродинамики потока в статических смесителях KENICS KM. Часть 2 // Вестник технологического университета, № 4, т. 20. 2017. – с. 101–102.

72. Попова Д. Д., Попов Д. А., Самойленко Н. А. Исследование влияния параметров сеточной модели и модели турбулентности на качество моделирования аэродинамических процессов в области радиального зазора рабочих лопаток турбины // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника, № 66. 2021. – с. 67–78.

73. Кудоярова В. М., Кишалов А. Е. Решение прикладных задач теплообмена и гидрогазодинамики в пакете ANSYS: учебное пособие / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: РИК УГАТУ, 2016. – 219 с.

74. РД 31.81.10-91 Правила техники и безопасности на судах морского флота.

75. Правила безопасности труда на судах речного флота [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200049383>.

76. НПАОП 35.3-1.27-89. Правила по безопасности труда при пневмо-и гидроиспытаниях.

77. ГОСТ 9238-2013. Габариты железнодорожного подвижного состава и приближения строений.

78. Самолет Ан-124-100. Руководство по технической эксплуатации. 1.4001.0000.000.000 РЭ11 ЛУ.

79. Чекрыжев Н.В. Самолёт Ан-124. Конструкция фюзеляжа и крыла: учеб. пособие / Н.В. Чекрыжев. – Самара: Изд-во СГАУ, 2015. – 76 с.

80. Павлов В. В. Проектировочные расчеты транспортных средств специального назначения (ТССН). – М.: МАДИ, 2014. – 117 с. ил.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

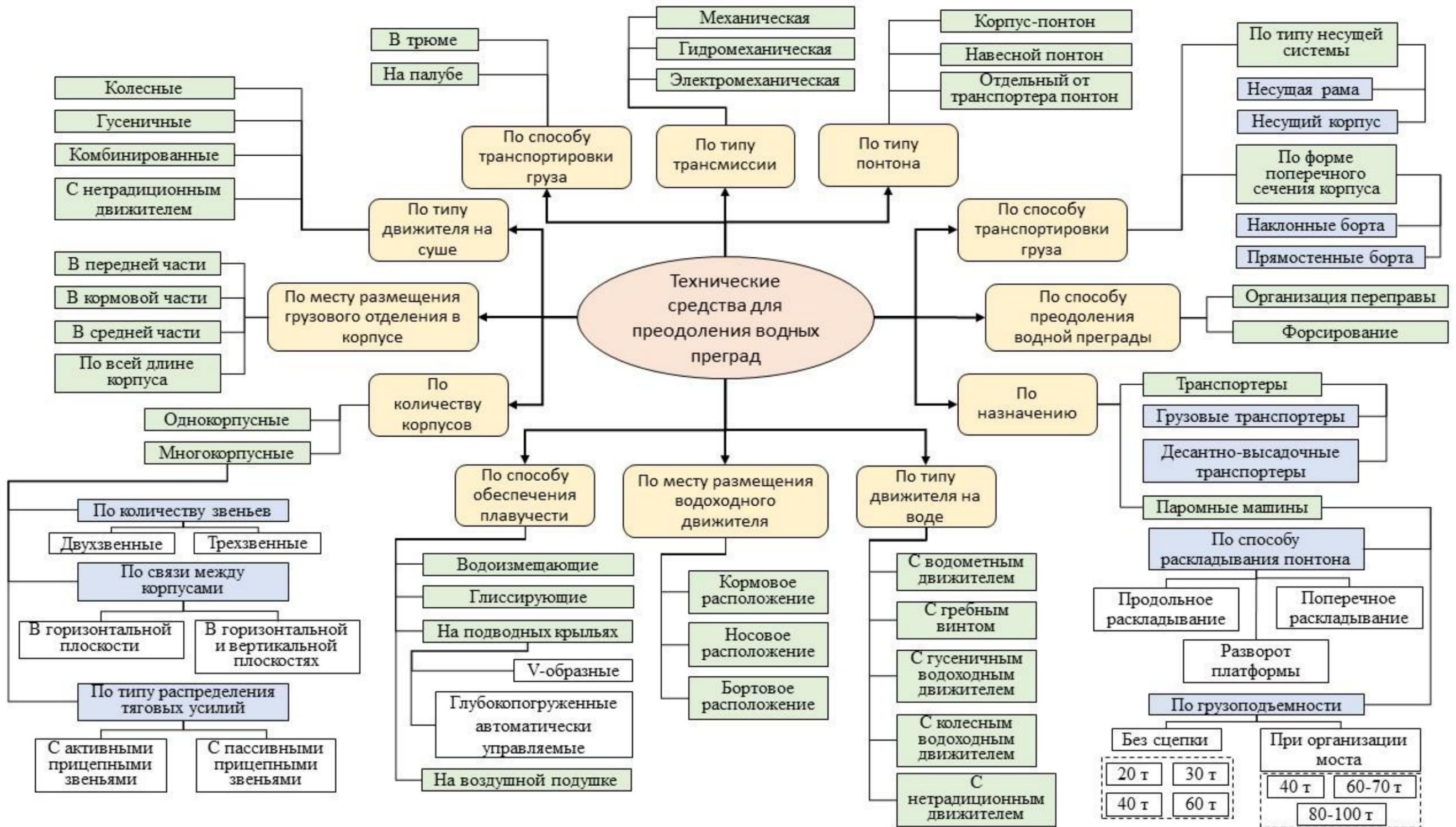


Рисунок А.1 – Подробная классификация технических средств преодоления водных преград

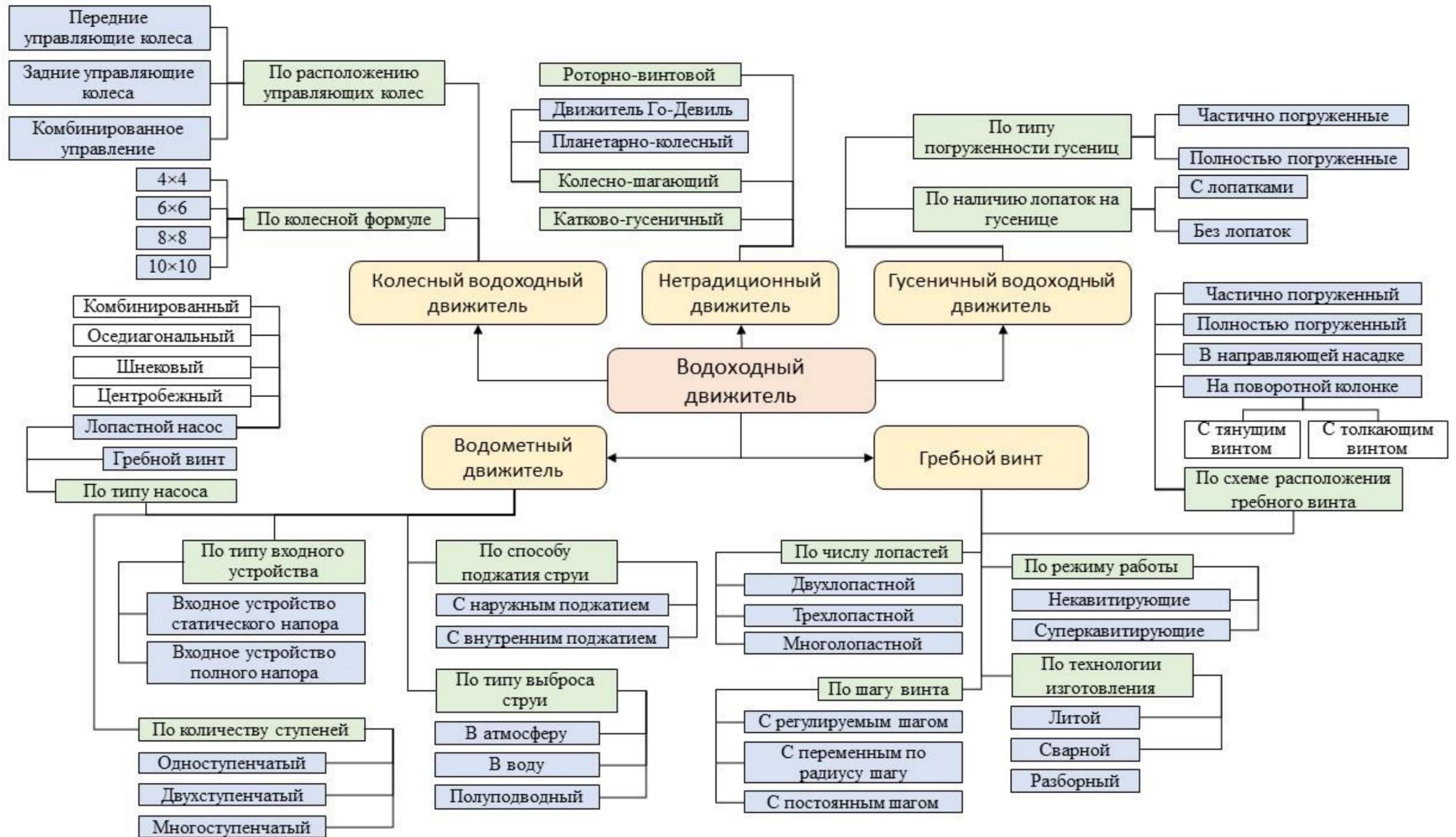


Рисунок А.2 – Подробная классификация водоходных движителей технических средств преодоления водных преград

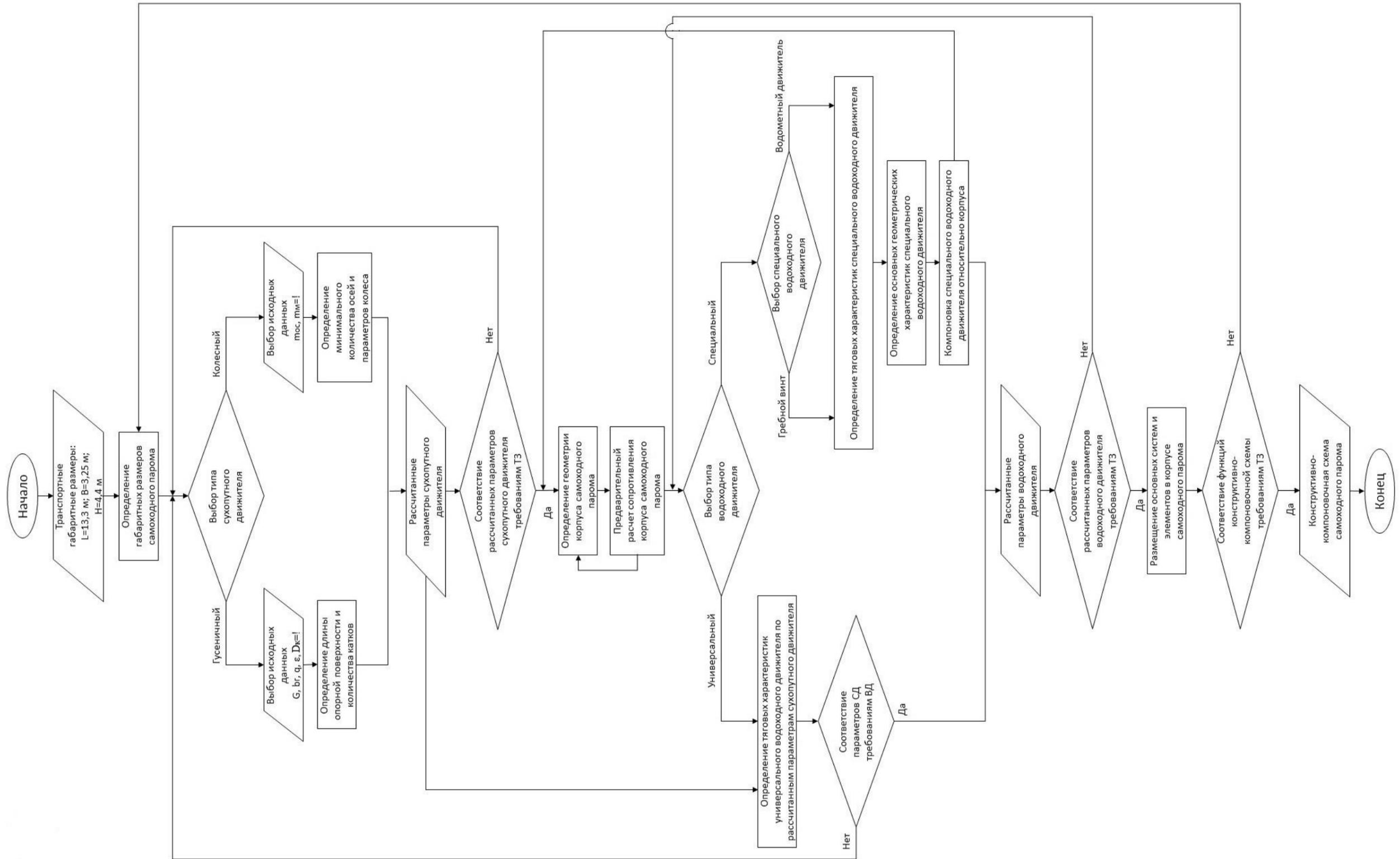
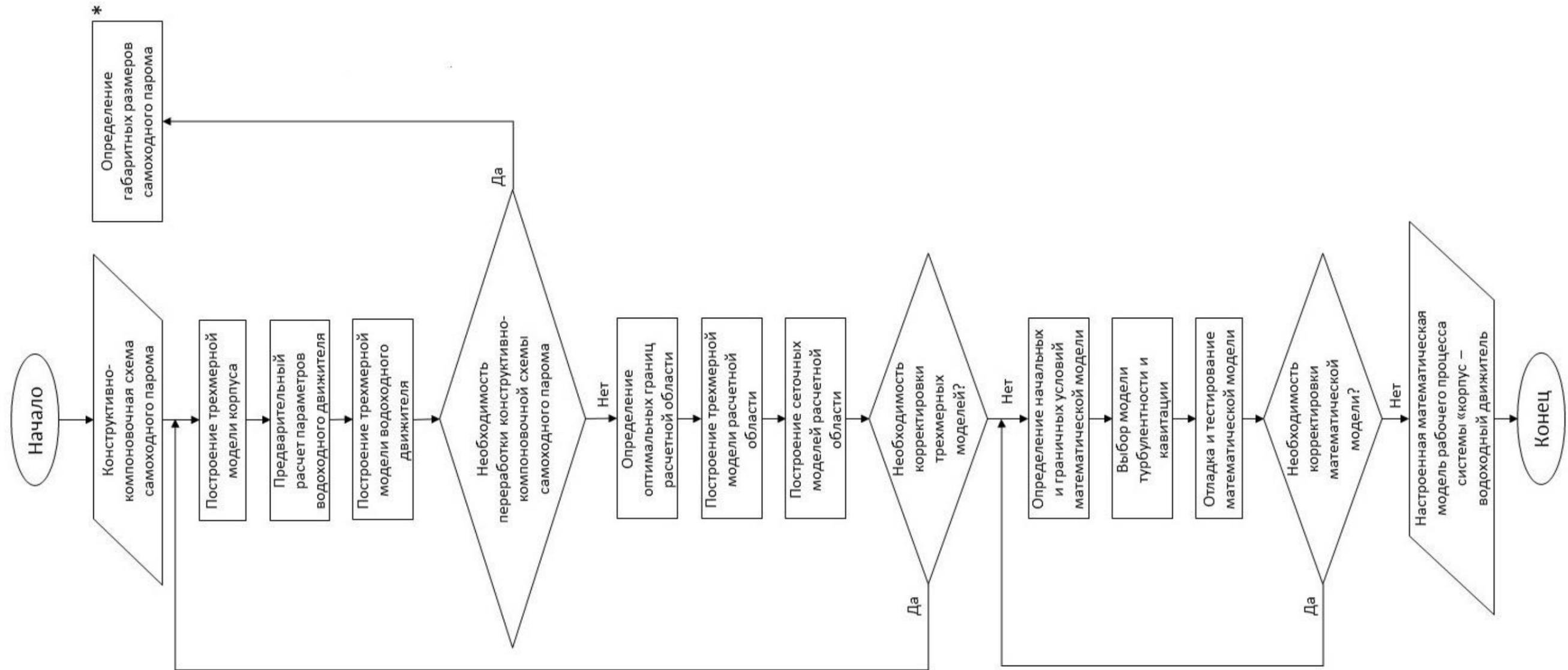
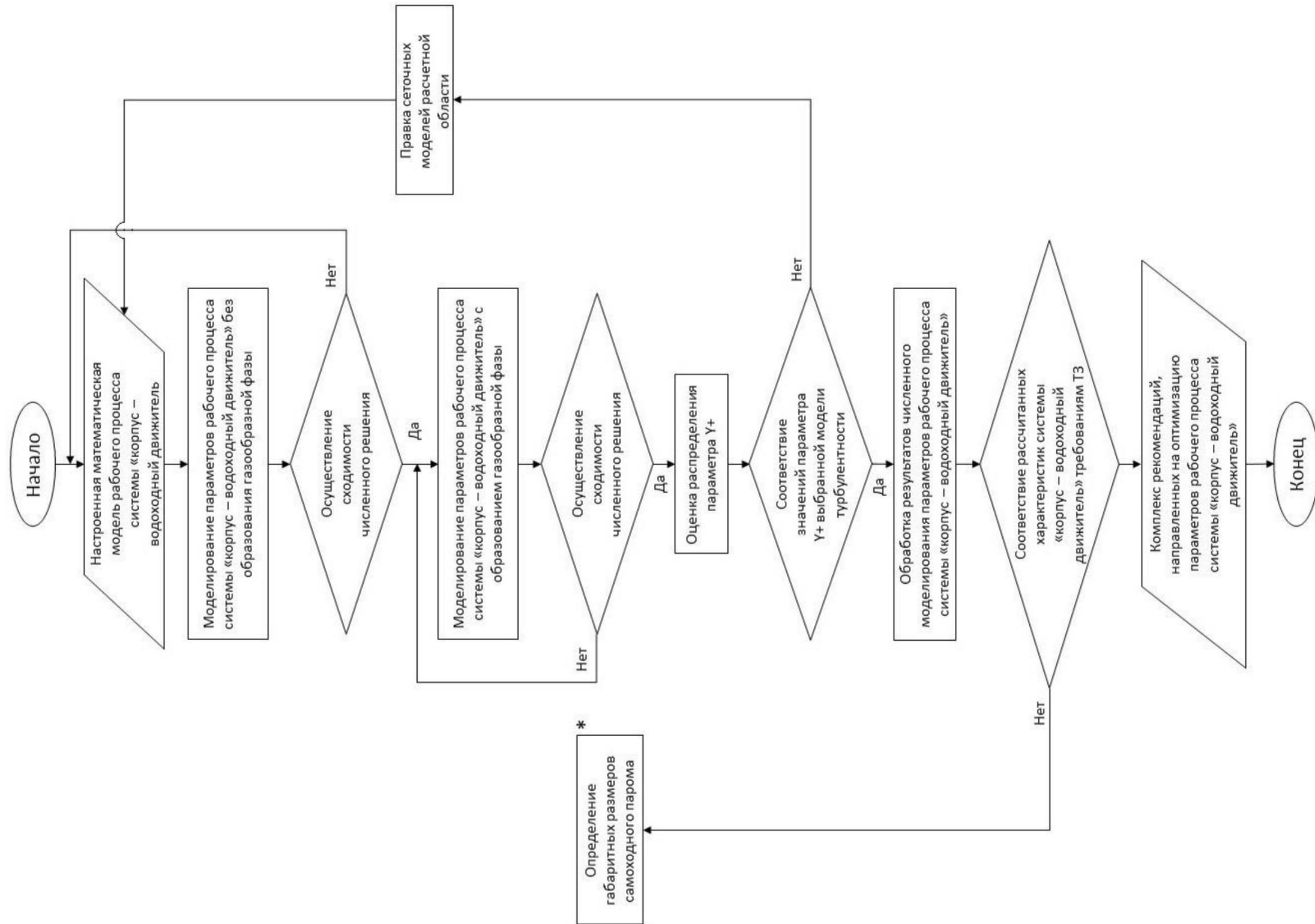


Рисунок Б.1 – Алгоритм выбора компоновочной схемы и определения основных размеров самоходного парома



\* - см. алгоритм, представленный на рисунке Б.1.

Рисунок Б.2 – Алгоритм разработки математической модели рабочего процесса системы «корпус – водородный двигатель»



\* - см. алгоритм, представленный на рисунке Б.1.

Рисунок Б.2 – Алгоритм моделирования рабочих процессов системы «корпус – водоходный движитель»

УТВЕРЖДАЮ

Директор ФЛ АО «ВМЗ» в г. Уфа

И. А. Магилат

«20» сентября 2021 г.



**АКТ**

внедрения результатов кандидатской диссертации  
Рахматуллина Радмира Рифовича  
в производственную деятельность  
ФЛ АО «ВМЗ» в г. Уфа

Комиссия в составе технического директора Курочкина М.Ф., главного конструктора Цирельсона Я. М. подтверждает, что результаты диссертационной работы Рахматуллина Р. Р. используются при расчете, конструировании и производстве водоходного движителя (гребного винта в кольцевой насадке) паромно-мостовой машины ПММ-2М. В качестве основных результатов диссертационной работы приведены рекомендации для повышения ходовых характеристик амфибийной машины и методика расчета водоходных движителей самоходного парама.

Представленная методика расчета и проектирования водоходных движителей паромных машин позволяет:

- повысить качество проектирования и снизить объем доводочных испытаний водоходных движителей паромных машин;
- выработать практические рекомендации, направленные на повышение скоростных и маневровых характеристик самоходных паромов при их движении по воде.

Технический директор  Курочкин М. Ф.

Главный конструктор  Цирельсон Я. М.

УТВЕРЖДАЮ



Проректор ФГБОУ ВО «УГАТУ»

по учебной работе

А. Н. Елизарьев

«12» 10 2021 г.

## АКТ

об использовании в учебном процессе  
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Уфимский государственный авиационный технический университет»  
результатов диссертационной работы  
**«Моделирование и исследование рабочих процессов  
водоходных движителей самоходных паромов»**  
соискателя кафедры прикладной гидромеханики  
**РАХМАТУЛЛИНА РАДМИРА РИФОВИЧА**

Мы, нижеподписавшиеся, начальник учебного управления Рахманова Ю. В., заведующий кафедрой прикладной гидромеханики (ПГМ) Целищев В. А. и к.т.н, доцент кафедры ПГМ Петров П. В. составили настоящий акт о том, что на кафедре ПГМ в рамках выполнения НИР Рахматуллиным Р. Р. были проведены исследования водоходных движителей, входящих в состав винто-рулевого комплекса самоходных паромов, с целью разработки методики моделирования рабочих процессов в водоходных движителях, позволяющей рассчитывать основные параметры водоходных движителей на швартовах и скоростных режимах работы паромных машин.

К основным результатам диссертационной работы Рахматуллина Р. Р. относятся:

1. Математическая модель рабочего процесса системы «корпус – водоходный движитель» самоходного парома.

2. Результаты численного моделирования рабочих процессов с учетом влияния корпуса и элементов ходовой части и образования кавитационных каверн на параметры рабочего процесса водоходных движителей самоходных паромов.

3. Результаты экспериментальных исследований рабочих процессов водоходных движителей паромных машин и верификация результатов численного моделирования рабочих процессов.

4. Методика моделирования рабочих процессов в водоходных движителях самоходных паромов, учитывающая не идеальность геометрии корпуса амфибийных машин и возможность образования газообразной фазы в процессе работы водоходного движителя.

Эти результаты используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «УГАТУ» при подготовке магистров по направлению подготовки 13.04.03 Энергетическое машиностроение (Автоматизированные гидравлические и пневматические системы и агрегаты), в том числе при проведении аудиторных занятий по дисциплине «Моделирование и проектирование гидравлических и пневматических приводов»

Начальник  
учебного управления

Зав. кафедрой ПГМ

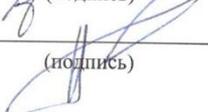
Доцент кафедры ПГМ

  
\_\_\_\_\_  
(подпись)

Ю. В. Рахманова

  
\_\_\_\_\_  
(подпись)

В. А. Целищев

  
\_\_\_\_\_  
(подпись)

П. В. Петров