

Шевцов Сергей Павлович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ПОДРУЛИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТИПА «ВИНТ В ТРУБЕ».  
УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭТИХ  
УСТРОЙСТВ ВКЛЮЧАЯ УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

Специальность 05.08.01 – Теория корабля и  
строительная механика

**АВТОРЕФЕРАТ**

**ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ  
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

Санкт – Петербург  
2014 г.

Работа выполнена в ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор А. А. Русецкий

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор А.Г. Ляховицкий

кандидат технических наук, доцент М.П. Лебедева

Ведущая организация: ОАО «Северное Проектно-Конструкторское Бюро»

Защита диссертации состоится "30" октября 2015 г. в 10:00 часов на заседании диссертационного совета Д411.004.01 при ФГУП «Крыловский государственный научный центр» по адресу СПб, Московское шоссе д. 44

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Автореферат разослан "17" июня 2014 г.

Учёный секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук

Л. И. Вишневский

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Актуальность работы**

Высокие требования, предъявляемые к управляемости современных судов, в том числе на предельно малых скоростях хода не удовлетворяющиеся с помощью обычных судовых рулей привели к разработке целого ряда устройств и специальных движителей, в той или иной степени решающих эту задачу: винтовые поворотные колонки, поперечные подруливающие устройства, крыльчатые движители, водометы с поворотными соплами, поворотные насадки, активные рули и другие. Так как при маневрировании на предельно малых скоростях хода или без хода обычные судовые рули оказываются неэффективными, эта задача должна выполняться при помощи вспомогательных средств управления.

Подруливающее устройство типа винт в поперечном канале является одним из наиболее простых и распространенных вспомогательных устройств позволяющих решать задачи управляемости на швартовом и близком к нему режимах.

Последние крупные исследования по определению гидродинамических характеристик ПУ проводились порядка тридцати лет назад. За это время, наряду с расширением области применения ПУ в системах динамической стабилизации возросли размерения судов, на которых они устанавливаются. Это в совокупности привело к увеличению потребной мощности ПУ, в связи с чем встал вопрос выбора рабочих органов для подобных двигателей и разработки методов их проектирования. Существующих диаграмм кривых действия гребных винтов ПУ ограничивающихся значениями шагового отношения  $P/D = 0,9$ , зачастую оказывается не достаточно для проектирования устройств большой мощности.

Также, ввиду увеличения мощностей двигательных установок и как следствие их габаритов встал вопрос об уточнении оценки влияния устройства подвода мощности применимого для подобных ПУ при их расчете и оценке кавитационных характеристик винтов используемых в качестве рабочего органа.

Стоит отметить, что активно применяемые в настоящее время RANS методы позволяют исследовать расчетным путем течение жидкости по каналу подруливающих устройств, что раньше представлялось возможным оценить лишь экспериментально, а зачастую было и вовсе невозможно.

### **Цель работы**

Целью данной работы является уточнение методики проектирования подруливающих устройств за счет более корректного определения коэффициентов определяющих режим работы ПУ и силы возникающей на корпусе судна при его работе, а также определение кривых действия по рабочим колесам большой мощности и оценки их кавитационных характеристик.

### **Научная новизна**

1. Теоретическое рассмотрение составляющих тяги подруливающих устройств. Определение основных зависимостей необходимых для проектирования ПУ.
2. Оценка потерь напора, возникающих в канале при работе ПУ.

3. Проектирование и изготовление новой серии моделей гребных винтов, выполняющих функцию рабочего органа ПУ.
4. Создание установки для проведения экспериментальных исследований гидродинамических характеристик ПУ.
5. Построение кривых действий гребных винтов используемых в качестве рабочего органа ПУ большой мощности в диапазоне шаговых отношений  $P/D = 0.9 \div 1.4$  для дисковых отношений  $A/A_d = 0.5$  и  $0.8$  по результатам экспериментальных и расчетных исследований.
6. Оценка кавитационных характеристик спроектированных моделей серии. Построение диаграмм кавитационных характеристик гребных винтов используемых в качестве рабочего органа ПУ большой мощности в диапазоне шаговых отношений  $P/D = 0.9 \div 1.4$  для дисковых отношений  $A/A_d = 0.5$  и  $0.8$ .
7. Уточнение влияния угловой колонки при работе гребного винта ПУ в тянущем и толкающем режимах.
8. Применение методов вычислительной гидромеханики (RANS) при расчете силы, возникающей на корпусе судна, и оценки распределения скорости потока в канале при различном оформлении входа в канал ПУ. Оценка изменения величины коэффициента сопротивления при различном оформлении входа в канал.
9. Экспериментальная оценка изменения гидродинамических характеристик ПУ при различном оформлении входа и выхода в канал, а также наличия обтекателя перед гребным винтом и за ним.
10. Уточнение методики проектирования подруливающих устройств основанной на использовании полученных кривых действия гребных винтов, а также диаграмм их кавитационных характеристик по результатам проведенных расчетных и экспериментальных исследований.

#### **На защиту выносятся**

1. Разработанные на основе теории идеального движителя зависимости для определения тяги подруливающего устройства как суммы силы возникающей на корпусе судна при работе подруливающего устройства и тяги рабочего органа. Отмечено, что при определении коэффициентов характеризующих работу ПУ необходимо рассматривать обе составляющие тяги ПУ.
2. Результаты экспериментальных исследований с целью получения кривых действия гребных винтов в виде зависимостей упора и момента от относительной поступи, рассчитанной по средней скорости внутри канала, а также данные экспериментальных исследований кавитационных характеристик серии моделей гребных винтов.
3. Результаты экспериментальных исследований по оценке влияния устройства подвода мощности при работе в тянущем и толкающем режимах на гидродинамические характеристики ПУ, а также оценка влияния различного оформления входа и выхода канала ПУ на режим его работы.
4. Результаты расчетных исследований по определению величины силы на неподвижной части ПУ и характера течения жидкости внутри канала и перед ним при различном оформлении входа в канала с помощью RANS метода.

5. Уточненная методика расчета тяговых характеристик ПУ большой мощности на швартовом режиме работы, основанная на полученных расчетных и экспериментальных данных, полученных кривых действия гребных винтов и диаграммах их кавитационных характеристик.

#### **Практическая ценность**

Уточненная методика позволяет проектировать подруливающие устройства типа гребной винт в трубе, включая установки большой мощности, с учетом влияния угловой колонки при работе в тянущем и толкающем режимах без кавитационного свала гидродинамических характеристик. Результаты, полученные в работе, могут быть использованы при проектировании реальных объектов. В частности материалы, представленные в работе, использовались при проектировании подруливающего устройства мощностью 2000 кВт в рамках ОКР ПУ2000.

#### **Апробация работы**

Основные результаты работы докладывались на молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее - 2014» (ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург, 2014г.), а также на научно-технической конференции «Российское кораблестроение: от академика А.Н. Крылова до наших дней» проходившей в рамках молодежного форума «Будущее российского кораблестроения» (ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, 2014г.).

#### **Публикации**

Основные результаты работы изложены в 4 научных публикациях, 2 из них опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ. Диссертант является соавтором трех патентов на изобретение.

#### **Структура и объем работы.**

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы из 105 наименований и двух приложений. Работа изложена на 139 страницах текста, включая 90 рисунков.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** отмечена актуальность выбранной темы исследования. Представлена классификация устройств управления судном. Сформулирована цель работы и задачи, решаемые для ее выполнения.

**Первая глава** посвящена историческому развитию подруливающих устройств, а также представлена классификация этих устройств. Приводится краткий обзор ранее выполненных исследований.

Подруливающее устройство можно отнести к категории водометных движителей работающих на швартовом и близких к нему режимах. Огромный вклад в основы теории водометных движителей внес Н.Е. Жуковский, впервые сформулировавший выражение для определения тяги водометного движителя. Дальнейшим развитием направления водометных движителей посвящен ряд работ А.М. Басина, В.Н. Шушкина, С.В. Куликова, А.Н. Папира, М.А. Мавлюдова, А.А.

Русецкого. Также стоит отметить труды В.В. Копеецкого по исследованиям работы гребного винта в бесконечно длинных трубах. Работы А.Ш. Ачкинадзе по расчетам потребной тяги ПУ и их проектированию по диаграммам систематических испытаний. Из зарубежных исследователей следует отметить работы J.W. English, R.I. Taylor, I.D. Wan Manen, K. Taniguchi, F. Gutsche.

Особенно крупные работы по исследованию подруливающих устройств были проведены Э.П. Лебедевым. Предложенная им методика расчета подруливающих устройств используется в нашей стране на протяжении последних 30 лет.

Так же представлен ряд зарубежных и отечественных фирм, серийно выпускающие подруливающие устройства, отмечены предпосылки применения подруливающих устройств большой мощности и мероприятия необходимые для обеспечения их проектирования.

Рассматриваются составляющие тяги подруливающих устройств, а также сформулированы особенности работы поперечных подруливающих устройств с винтом фиксированного шага установленном на приводном устройстве в поперечном канале. Приводится оценка потерь, возникающих в канале подруливающего устройства, включая:

$\Delta p_1$  – потери напора на входе в канал, включая потери на защитных решетках;

$\Delta p_2$  – потери напора на трение в проточной части;

$\Delta p_3$  – потери напора на сопротивление системы подвода мощности;

$\Delta p_4$  – потери напора на выбросе струи из корпуса, включая потери на защитных решетках.

При этом величина тяги подруливающего устройства определится выражением:

$$P_e = T + P_k = \frac{1}{2} \rho V_s^2 F_s (a^2 + 1), \quad (1)$$

где

$T$  – упор гребного винта:

$$T = \frac{1}{2} \rho V_s^2 F_s (a^2 + \sum \xi); \quad (2)$$

$P_k$  – сила возникающая на канале ПУ

$$P_k = \rho V_s^2 F_s (1 - \sum \xi); \quad (3)$$

Отмечаются недостатки существующей методики проектирования ПУ связанные с недостаточностью состава имеющихся кривых действия гребных винтов при проектировании ПУ большой мощности, а также необходимость уточнения коэффициентов характеризующих работу ПУ. Предлагается при экспериментальной оценке коэффициентов, определяющих режим работы ПУ система, учитывающая как составляющую упора гребного винта, так и величину силы возникающей на канале:

$$\begin{cases} K_e = \frac{\pi}{8} J_s^2 (a^2 + 1) \\ K_T = \frac{\pi}{8} J_s^2 (a^2 + \sum \xi) \\ K_n = \frac{\pi}{8} J_s^2 (1 - \sum \xi) \end{cases} \quad (4)$$

Решение предлагаемой системы уравнений с использованием экспериментальных данных позволяет определить необходимые коэффициенты  $a$  и  $\sum \xi$  с учетом их влияния на обе составляющих тяги.

**Во второй главе** сформулированы основы проектирования гребных винтов, выполняющих функции рабочего органа подруливающих устройств.

Представлены характеристики спроектированной серии моделей гребных винтов для подруливающих устройств большой мощности включающая два значения дискового отношения  $A/A_d = 0.5$  и  $0.8$ , с шаговыми отношениями  $P/D = 0.9; 1.2; 1.4$ . Все модели спроектированной серии имеют постоянное распределение шага по радиусу и симметричный профиль лопасти, так как в отличии от гребных винтов являющихся основным движителем, в ПУ необходимо обеспечить их работу и в прямом и в обратном направлении. Ступица выполнена в виде усеченного конуса и увеличена по сравнению с винтами предшествующей серии с целью уменьшения конусности обтекателя углового редуктора.

**В третьей главе** приведено описание экспериментальной установки, методики проведения исследований, анализ полученных результатов.

Для проведения экспериментальных исследований была изготовлена экспериментальная установка базируемая на стенде «Кавитационный бассейн», так как одной из задач было определение кавитационных характеристик спроектированных гребных винтов. Установка представляла собой трубу (длиной  $3D$ ) с имитаторами борта, закрепленную на координатном устройстве буксировочной тележки КБ. Радиус скругления входной кромки водозаборного канала составлял  $0,05D$  гребного винта (рис. 1).

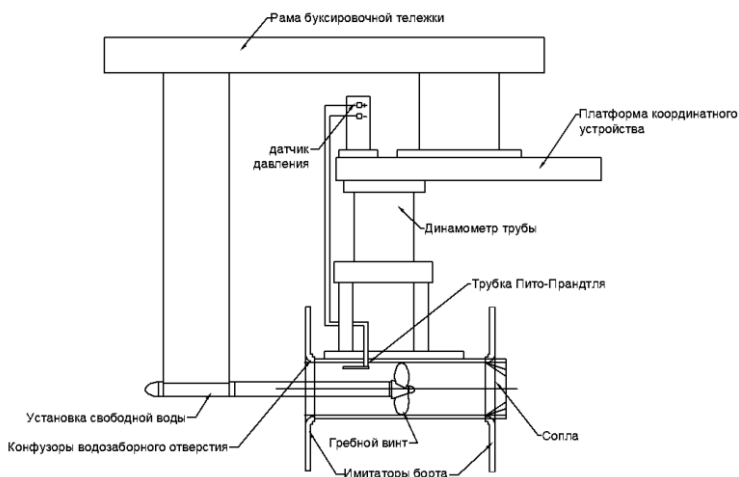


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

Для определения характеристик рабочих колес использовалась установка свободной воды. В процессе испытаний измерялись упор, момент, частота вращения, скорость внутри канала, сила возникающая на канале а также давление

в КБ при проведении кавитационных испытаний. Все измеряемые величины приводились к стандартному безразмерному виду. Описана методика проведения экспериментальных исследований.

Кроме экспериментальных исследований было решено также провести расчетные исследования серии моделей гребных винтов в диапазоне шаговых отношений  $P/D = 0,9 \div 1,4$  с шагом в 0,1. Расчеты проведены Н.В. Мариничем по программе расчета осевых насосов водометных движителей разработанной А.Ю. Яковлевым и А.В. Васильевым. Данный метод расчета гидродинамических характеристик лопастной системы на расчетных режимах работы. Приведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных, который показал, что расчетные значения коэффициентов упора гребных винтов хорошо согласуются с экспериментальными данными, в то время как значения расчетных коэффициентов момента на нагруженных режимах имеют явное несоответствие с экспериментом (рис.2).

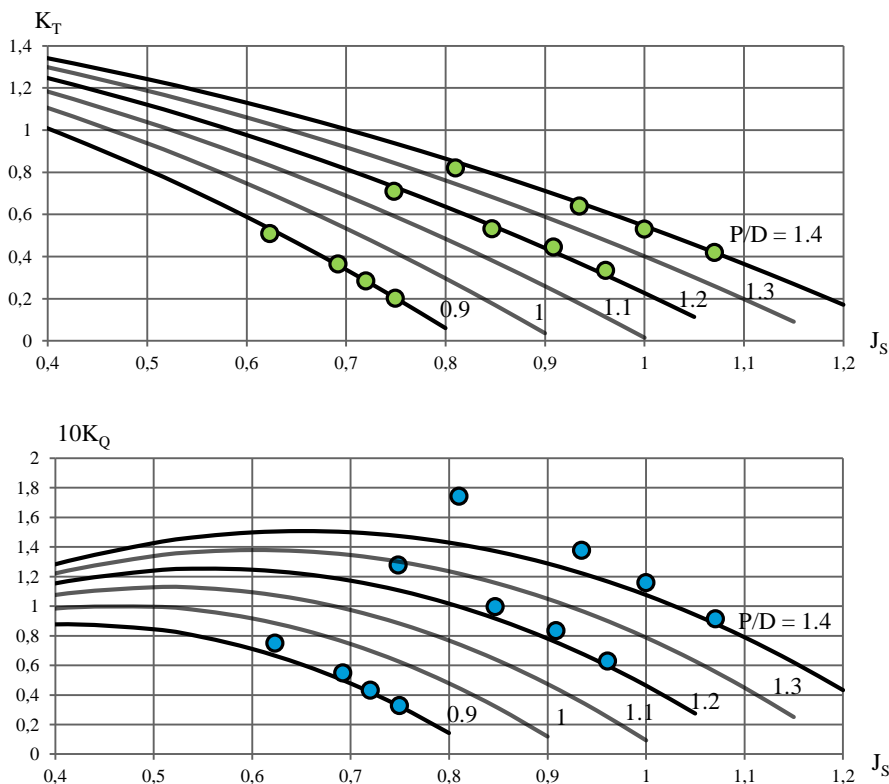


Рисунок 2 – Сравнение расчетных и экспериментальных исследований моделей гребных винтов ПУ.



В результате, по данным экспериментальных исследований были откорректированы расчетные зависимости по определению коэффициента момента гребных винтов и перестроены их кривые действия во всем исследуемом диапазоне шаговых отношений (рис.3).

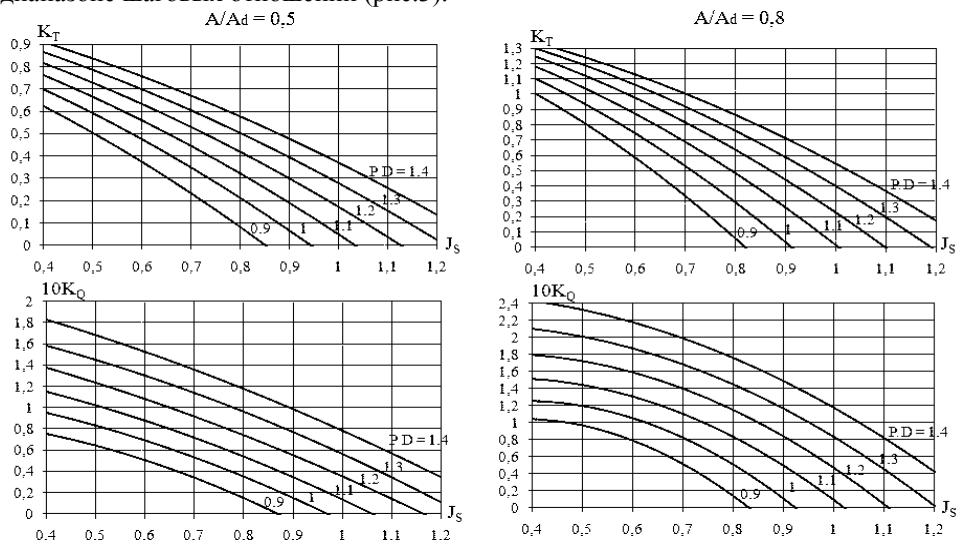


Рисунок 3 – Кривые действия гребных винтов ПУ ( $A/A_d = 0,8$ )

Для оценки влияния обтекателя устройства подвода мощности на работу подруливающего устройства была изготовлена модель угловой колонки. При проведении экспериментальных исследований модель колонки жестко закреплялась на канале ПУ, а сила, возникающая на ней, определялась как разница в величине силы на канале с установленной колонкой и без нее при постоянных оборотах гребного винта. В результате проведенных исследований получены данные представленные в Таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследования модели угловой колонки

	Тянувший режим	Толкающий режим
$\Delta CT$	0,18	0,13
$I_a$	0,94	0,97
$\Delta \alpha$	0,01	-0,02
$\xi_{\text{свод}}$	0,1	0,15

Как видно из представленных данных, устройство подвода мощности оказывает наибольшее влияние на нагрузку винта при работе в тянущем режиме работы.

Для оценки запаса по второй стадии кавитации проводились испытания модели ПУ с установленной моделью устройства подвода мощности без защитных решеток на входе и выходе. Испытания проводились при постоянных оборотах гребного винта и переменном давлении над свободной поверхностью кавитационного бассейна.

Так как при проектировании ПУ необходимо обеспечить бескавитационную работу устройства на обе стороны, достаточно оценить возникновение второй стадии кавитации при работе устройства на наиболее нагруженном режиме работы (тянущий режим) (рис.4).

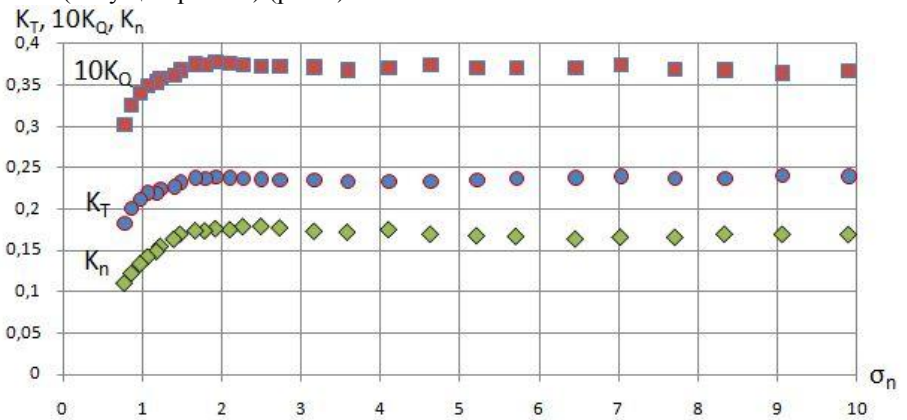


Рисунок 4 – Диаграмма зависимости гидродинамических характеристик ПУ от числа кавитации ( $A/A_d = 0,8$ )

Из представленного рисунка видно, что при использовании винтов с большим дисковым отношением, критическое значение числа кавитации для гребного винта может оказываться несколько ниже чем аналогичное значение для канала. В целом при проектировании ПУ на расчетное число кавитации для гребного винта падение в величине тяги составит не более 3%, но данное обстоятельство следует учитывать.

В результате проведенных исследований построены кавитационные кривые для гребных винтов, кроме того, аппроксимируя полученные данные на кривые действия полученные расчетным путем, получены точки свала гидродинамических характеристик для винтов во всем исследуемом диапазоне шаговых отношений (рис.5).

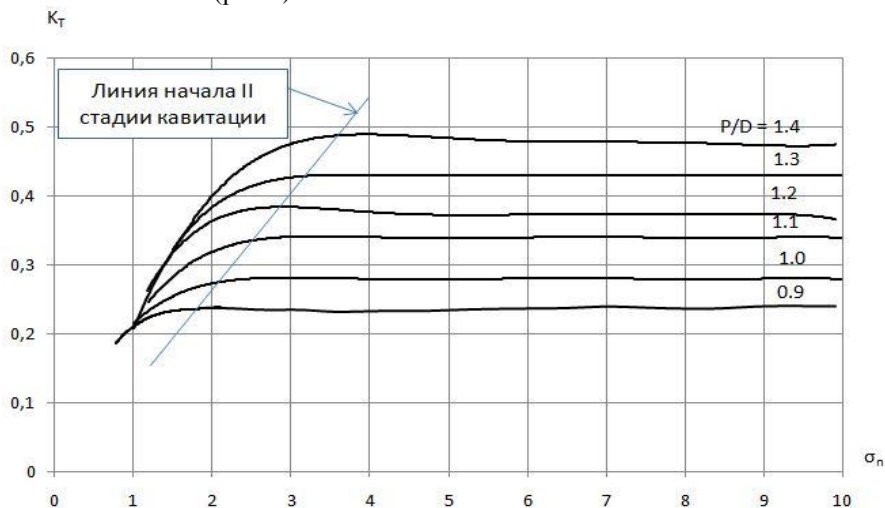


Рисунок 5 – Диаграмма кавитационных характеристик гребных винтов ПУ на угловой колонке ( $A/A_d = 0,8$ )

Представлены результаты экспериментальных исследований по оценке влияния различного оформления входа и выхода канала ПУ. При проведении исследований изменялось оформление входной и выходной части канала путем специальных надставок с различными радиусами скругления и имитирующей прямой борт пластиной. Испытания проводились при постоянных оборотах гребного винта  $n = 20$  об/сек. Полученные результаты представлены на рисунках 6,7.

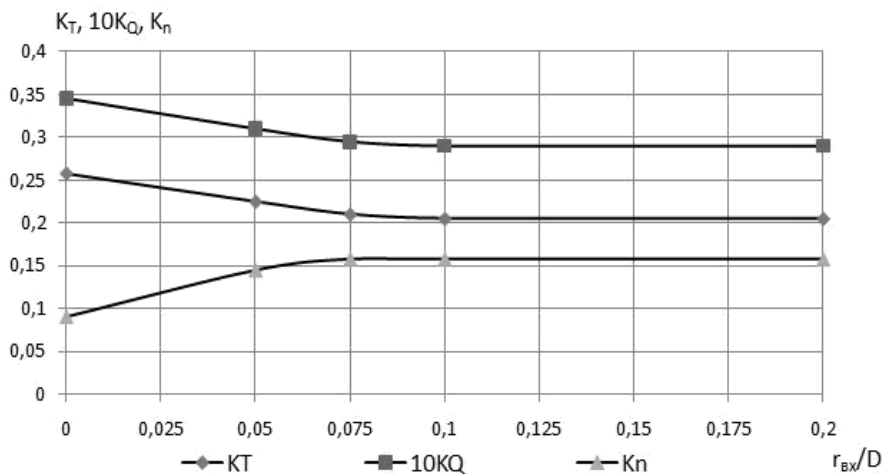


Рисунок 6 – Зависимость гидродинамических коэффициентов ПУ от оформления входной части канала

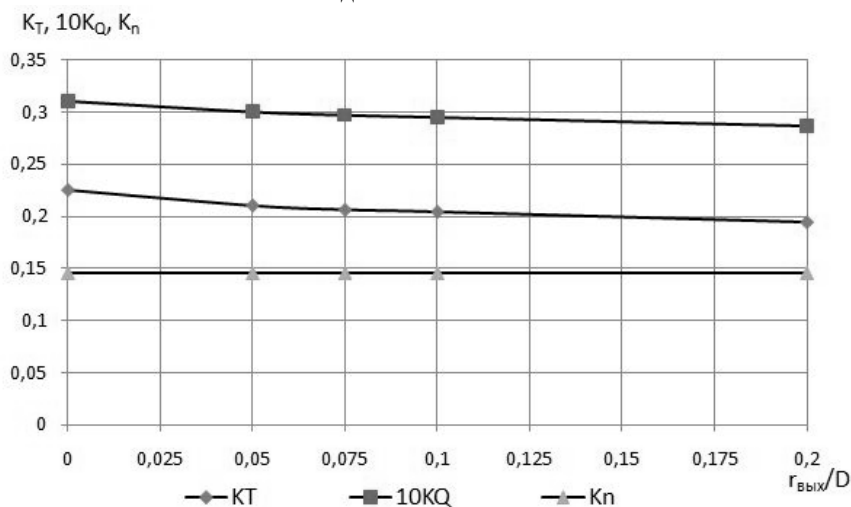


Рисунок 7 – Зависимость гидродинамических коэффициентов ПУ от оформления выходной части канала

Из представленных рисунков видно, что при радиусах скругления входа ниже  $r_{вх}/D < 0.075$  наблюдается значительное увеличение величины упора гребного винта и момента на валу, а также падение величины силы возникающей на канале. При установке различных радиусов скругления на выходе из канала обнаружено, что на всем диапазоне изменения радиусов скругления наблюдается снижение величины гидродинамических коэффициентов упора и момента гребного винта. Величины силы на канале ПУ при этом не изменяется.

Проведена оценка влияния наличия наклонного борта, расположенного под углом  $\delta = 45^\circ$  к оси канала на входе в устройство. На рисунке 8 представлена зависимость коэффициентов упора и момента гребного винта, а также коэффициента силы, возникающей на канале ПУ и входном борте в функции от оборотов гребного винта, при наличии на входе борта расположенного под углом  $45^\circ$  к оси канала. Также на этот рисунок нанесена зависимость вышеперечисленных коэффициентов от оборотов гребного винта при наличии на входе борта расположенного под углом  $90^\circ$ .

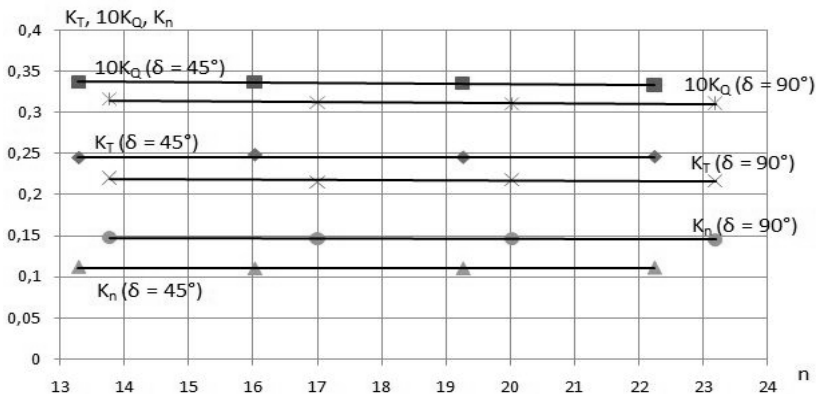


Рисунок 8 – Зависимость гидродинамических коэффициентов ПУ от числа оборотов гребного винта при  $\delta = 45^\circ$  и  $\delta = 90^\circ$

Аналогичные исследования проведены при установленном наклонном борту на выходе из канала (рис.9).

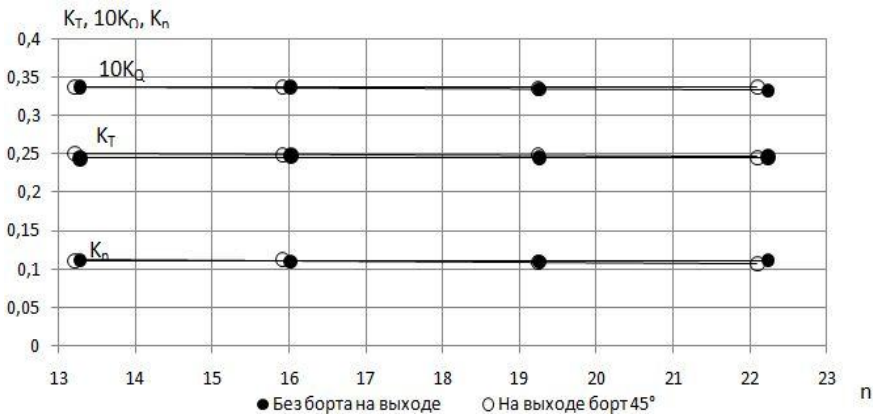


Рисунок 9 – Зависимость гидродинамических коэффициентов ПУ от числа оборотов гребного винта при установленном на выходе наклонном борте и без него

Как видно из представленных рисунков, при наличии на входе угла в  $45^\circ$  повышаются значения упора и момента на рабочем колесе, что связано с

увеличением сопротивления канала за счет появления отрывной зоны. При этом сила, возникающая на наклонном борту ( $\delta = 45^\circ$ ) оказывается существенно ниже, чем аналогичная сила при  $\delta = 90^\circ$ . Наличие установленного на выходе наклонного борта не оказывает заметного влияния на работу устройства.

Кроме того, было определено, что наличие/отсутствие обтекателя в потоке после гребного винта, не оказывает влияние на его гидродинамические характеристики. В случае расположения обтекателя перед ГВ его величина упора изменяется примерно на 5% (рис.10).

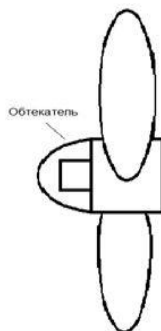
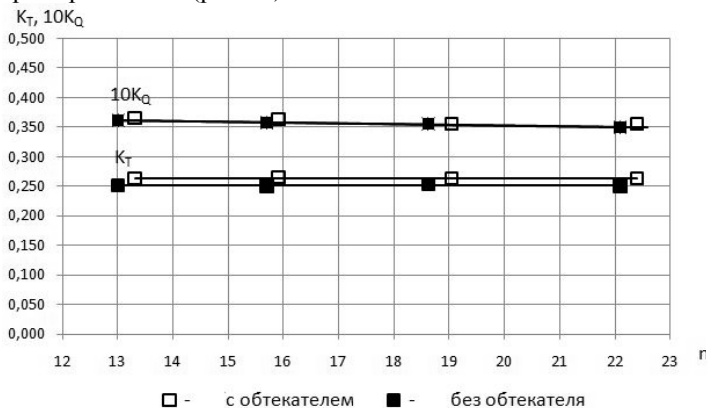


Рисунок 10 – Зависимость  $K_T$  и  $10K_Q$  от  $n$  при наличии/отсутствии обтекателя перед винтом

**В четвертой главе** представлены проведенные расчётные исследования RANS, направленные на оценку влияния различного оформления входа в канал ПУ на величину силы возникающей на канале устройства и величину сопротивления входа в канал. Также представлена визуализация течения жидкости внутри канала ПУ и перед устройством, что оценить экспериментально весьма затруднительно.

Расчеты проводились на схематизированной модели подруливающего устройства представленной на рисунке 65. Диаметр канала устройства принят равным  $D_k = 0.204$  м, что соответствовало диаметру модели ПУ используемой при проведении экспериментальных исследований. Диаметр входной части борта выбран равным  $7D_k$ , такое значение принято для того, чтобы исключить влияние окончания борта на характеристики течения (рис.11).

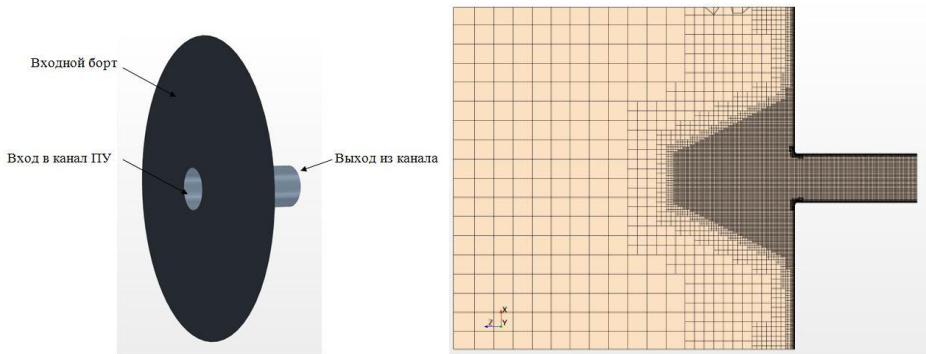


Рисунок 11 – Схематизированная модель ПУ (слева) и расчетная область для исследования течения (справа)

Для проведения расчета течения строилась сетка в области занятой жидкостью, внутри канала ПУ и перед моделью устройства. Расчетная сетка сгущалась внутри канала, на радиусах скругления входной кромки, а также в зоне перед каналом ПУ для лучшей оценки течения перед входным отверстием. Вблизи твердой поверхности канала построен призматический слой, состоящий из нескольких рядов ячеек. Толщина первой ячейки в пристенном призматическом слое выбрана удовлетворяющей по  $y^+$  выбранной модели турбулентности. Стоит отметить, что процесс создания сетки в области, а также параметры выбранной модели турбулентности осуществлялся по рекомендациям и непосредственной помощи сотрудников суперкомпьютерного Центра математического моделирования, Д.В. Багаева, Т.И. Сайфуллина, Н.А. Овчинникова.

В рамках работы выполнены следующие расчетные исследования:

1. Оценка влияния изменения радиуса скругления входной кромки на характер течения жидкости в канале ПУ при  $V_S = \text{const}$ ,  $r/D = 0; 0.025; 0.05; 0.075; 0.1$
2. Оценка характера течения жидкости внутри канала ПУ, а также величины силы возникающей на канале при радиусе скругления входной кромки  $r/D = 0.05$  и варьируемой скорости протекания жидкости в канале в диапазоне  $V_S = 0 \div 5$  м/с.
3. Определение влияния углов наклона входного борта на характер течения жидкости в канале и силу, возникающую на входном борте.  $\delta = 90^\circ; 75^\circ; 60^\circ; 45^\circ$ ,  $r/D = 0.05$ ,  $V_S = 4.2$  м/с.
4. Оценка влияния изменения сечения входного и выходного отверстий на характер течения жидкости в канале и силу, возникающую на входном борте.

На рисунке 12 представлены результаты расчетных исследований при  $r/D = 0.05$ ;  $V_S = 4.2$

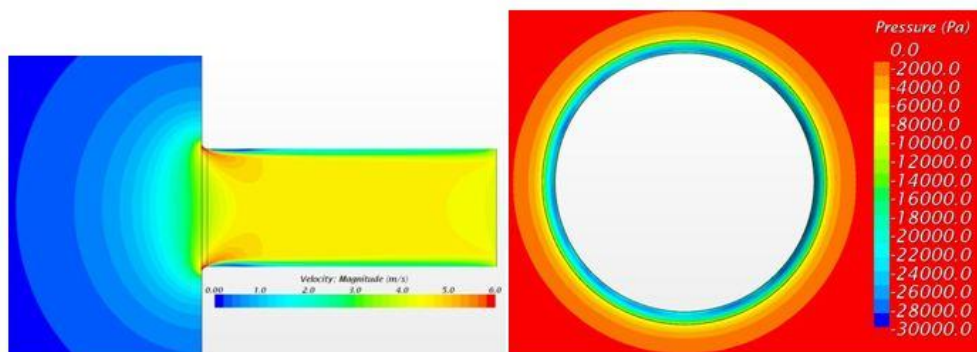


Рисунок 12 - Результаты расчетных исследований ( $r/D = 0.05$ ;  $V_s = 4.2$ )

Аналогичные расчеты были проведены и для остальных представленных выше радиусов скругления входной кромки и скорости протекания жидкости внутри канала. Построена зависимость изменения величины силы возникающей на канале ПУ от изменения радиуса скругления входной кромки.

По полученным данным, была построена зависимость величины гидравлического сопротивления входа  $\xi_{вх0}$  от радиуса скругления  $r/D$ , также на данный график нанесены значения гидравлического сопротивления входа в канал ПУ полученные при анализе экспериментальных данных К. Taniguchi и Э.П. Лебедевым, а также данные экспериментальных исследований автора (рис.13).

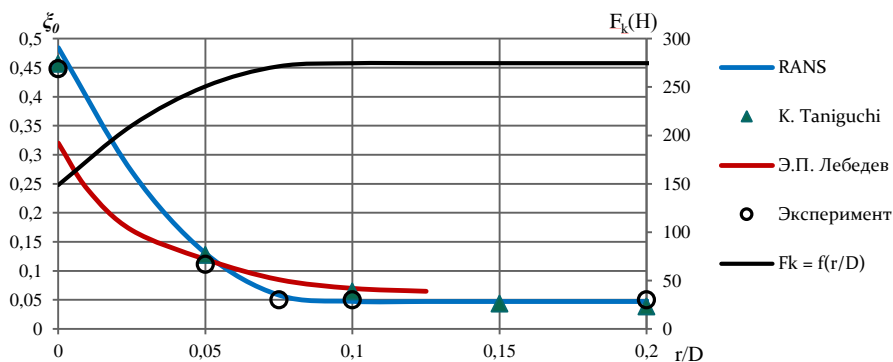


Рисунок 13 – Зависимость величины сопротивления входа от  $r/D$

Как видно из представленной диаграммы, полученные расчетные и экспериментальные данные хорошо сходятся с экспериментальными данными К. Taniguchi. В то же время, замечено значительное расхождение с коэффициентом гидравлического сопротивления входа по данным представленным в РД5.076.013-82, что в свою очередь подтверждает предположение о погрешностях определения этого коэффициента и соответственно коэффициента  $a$ .



Для определения силы возникающей на канале устройства, а также визуализации структуры потока на входе в канал была исследована представленная на рисунке 11 расчетная модель ( $r/D = 0.05$ ;  $\delta = 90^\circ$ ) в диапазоне скоростей  $V_S = 0 \div 5$  м/с. Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о том, что во всем исследуемом диапазоне скоростей при радиусе скругления входной кромки канала  $r/D = 0.05$  имеется незначительная отрывная зона, при этом она не выходит за границы пограничного слоя. По полученным данным построена диаграмма зависимости силы возникающей на канале от скорости протекания жидкости внутри трубы (рис.14).

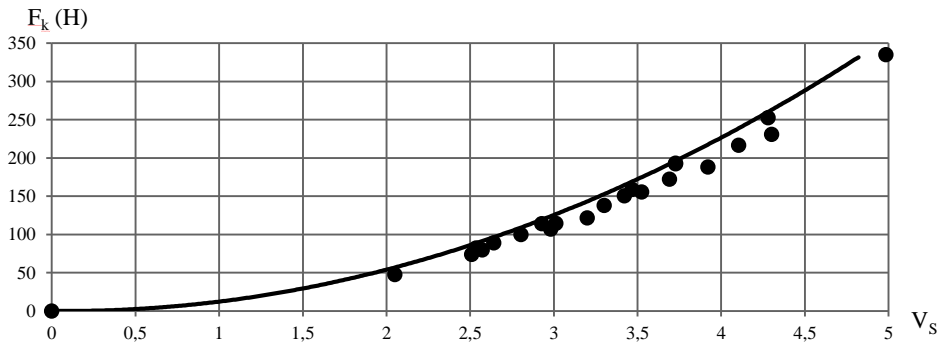


Рисунок 14 – Зависимость силы  $F_k$  от скорости в канале  $V_S$

Как видно из представленной диаграммы, величина силы возникающей на канале ПУ по проведенным расчетам несколько расходится с данными полученными по результатам экспериментальных исследований. Это связано с тем, что при постановке задачи было решено исследовать упрощенную модель и как следствие не учитывались потери связанные с наличием в канале приводящего устройства и непосредственно гребного винта.

Проанализировав данные полученные при расчетах сделан вывод о том, что при увеличении скорости протекания жидкости по каналу устройства размер зоны пониженного давления на входном борту практически не изменяется. В то же время, увеличение силы возникающей входной части устройства происходит за счет значительного понижения давления непосредственно вблизи входа в канал.

Для исследования влияния на характер течения жидкости и величину силы возникающей на борту при работе устройства была построена расчетная модель с возможностью варьирования угла наклона борта. На рисунке 15 представлена расчетная сетка, построенная для проведения данных исследований. Угол наклона в представленном случае составляет  $\delta = 60^\circ$

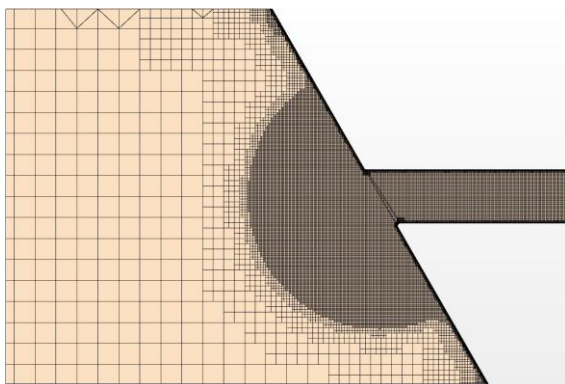


Рисунок 15 – Расчетная область для исследования влияния угла наклона борта ( $\delta = 60^\circ$ )

На рисунке 16 представлены данные по распределению скорости в канале ПУ при угле наклона борта  $\delta = 60^\circ$  и распределение давления по борту соответственно.

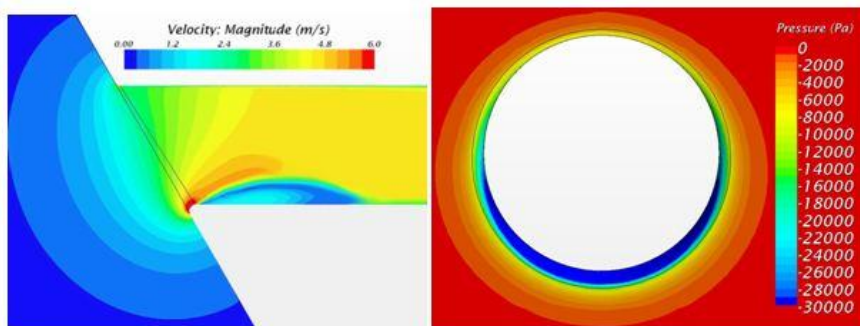


Рисунок 16 – Результаты расчетных исследований ( $r/D = 0.05$ ;  $\delta = 60^\circ$ ,  $V_s = 4.2$  м/с)

Из представленного рисунка видно, что при наличии наклонного борта происходит отрыв потока от острой части входной кромки, при этом за острой кромкой создается достаточно обширная отрывная зона. При этом распределение давления на входном борту изменяется. Зона пониженного давления смещается в сторону острой кромки входа в канал, при этом в районе тупой части входной кромки отрывная зона отсутствует.

Аналогичные расчетные исследования проведены для углов наклона борта  $\delta = 75^\circ$  и  $45^\circ$ .

По результатам проведенных исследований построена зависимость силы возникающей на канале ПУ при наличии на входе наклонных бортов, а также зависимость изменения величины гидравлического сопротивления входа  $\Delta\xi_{\text{вх}}$  от угла наклона борта  $\delta$  (рис. 17).

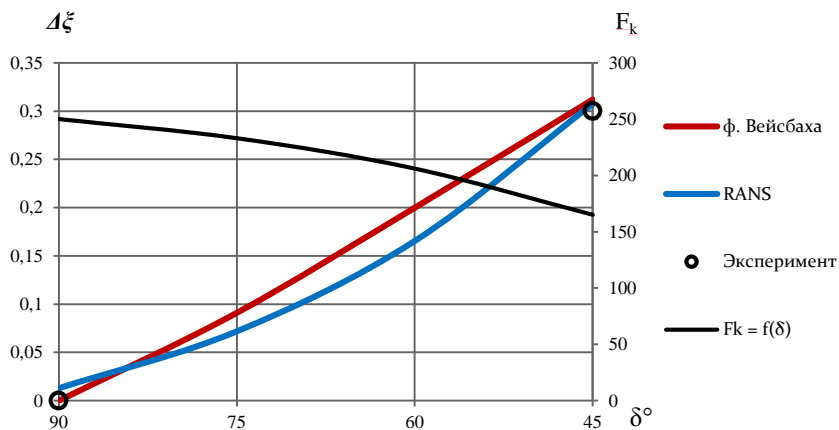


Рисунок 17 – Зависимость силы на канале и величины  $\Delta \xi_{vx}$  от угла  $\delta^\circ$

Полученные при выполнении расчетов данные свидетельствуют о том, что при изменении угла наклона борта от острой кромки входного отверстия поток отрывается и создается отрывная зона, что неизбежно увеличивает потери, возникающие в канале устройства. Также, при уменьшении угла наклона борта замечено снижение величины силы возникающей на борту.

Исследовано влияние изменения площади входного/выходного отверстия на величину силы возникающей на борту и характера течения жидкости в канале. Для этого, площадь сечения входа и выхода была уменьшена на 5% по сравнению с первоначальной площадью канала. Длина сужающейся части выбрана равной  $0,5D$  при этом угол  $\alpha$  составил  $\approx 3^\circ$  (рис. 18). Радиус скругления входной кромки как и в базовой модели составлял  $r/D = 0.05$ .

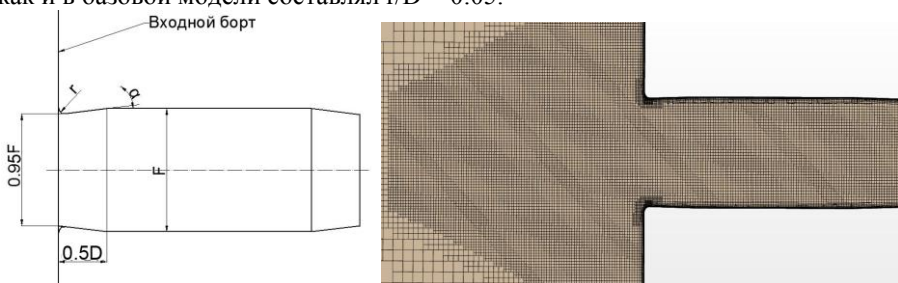


Рисунок 18 – Схема модели ПУ с сужением на входе и выходе (слева), расчетная область для данной модели (справа)

Скорость, задаваемая на срезе выходного отверстия выбиралась в соответствии равенства расходов в основной части канала с базовой моделью ( $r/D = 0.05$  VS  $4.2 \delta = 90^\circ$ ).

На рисунке 19 представлено распределение скорости по каналу модели ПУ с уменьшенной площадью входного и выходного сечения.

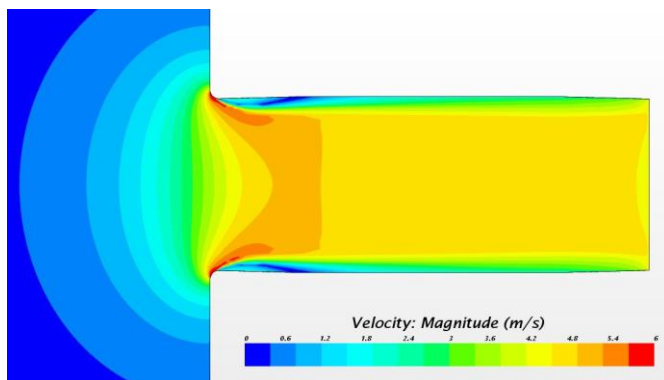


Рисунок 19 – Распределение скорости по сечению канала ПУ с уменьшенной площадью входного и выходного сечения

При данной форме канала, скорость на срезе входной кромки увеличивается эквивалентно уменьшению площади сечения, хотя и наблюдается отрыв потока от входной кромки он не выходит за толщину пограничного слоя. Суммарная сила, возникающая на канале ПУ при этом увеличивается по сравнению с каналом постоянного сечения примерно на 4%.

**В пятой главе** представлены зависимости характеризующие режим работы ПУ построенные из анализа экспериментальных и расчетных данных.

На рисунках 20 и 21 представлены зависимости изменения коэффициента  $a$  и  $\xi_{вх}$  от оформления входного отверстия.

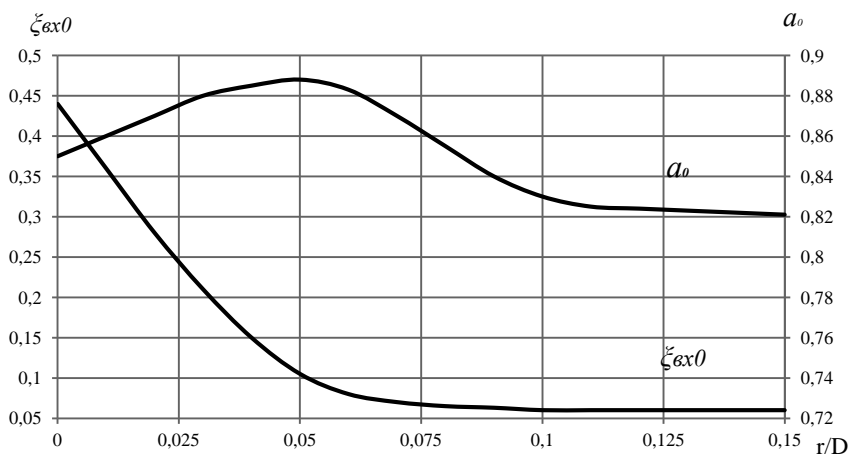


Рисунок 20 – Зависимость  $a$  и  $\xi_{вх0}$  от  $r_{вх}/D$

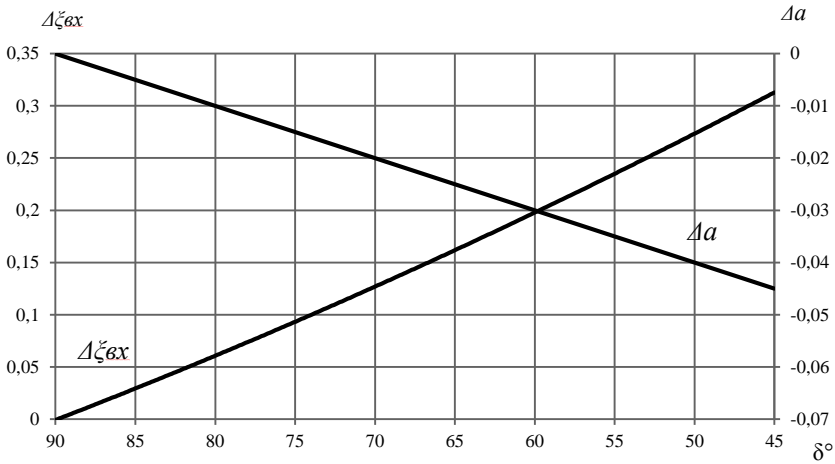


Рисунок 21 – Зависимость  $\Delta a$  от  $\delta^\circ$

Как показали результаты экспериментальных исследований, изменение угла наклона борта на выходе из канала не оказывает влияния на безразмерные коэффициенты упора, момента и силы возникающей на канале ПУ, и как следствие не влияет на режим работы ПУ в целом.

Исходя из представленных выше зависимостей, величина коэффициента  $a$  определится как сумма всех указанных параметров:

$$a = a_{вх} + \Delta a \tag{5}$$

Общая величина сопротивления входа определится как сумма указанных выше сопротивлений

$$\xi_{вх} = \xi_{вх0} + \Delta \xi_{вх} \tag{6}$$

Зависимость сопротивление защитных решеток, устанавливаемых на входе и выходе из канала ПУ представлена на рисунке 22. В представленной зависимости  $F = F_S - F_{реш}$ , где  $F_S$  – площадь канала,  $F_{реш}$  – площадь занимаемая решеткой.

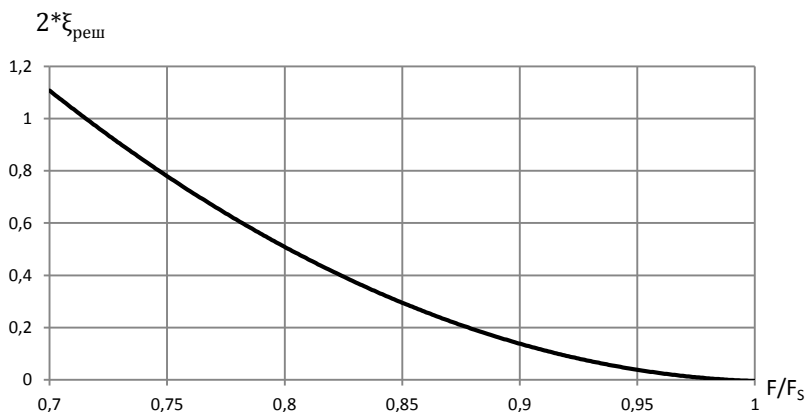


Рисунок 22 – Зависимость  $\xi_{\text{реш}}$  от  $F/F_s$

Сопротивление трения на стенках канала для каналов небольшой длины, наиболее часто встречающейся на практике, может быть с достаточной точностью определено по формуле Блазиуса (при  $4000 < Re < 100000$ ):

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{L_k}{D} \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}; \quad (7)$$

где  $L_k$  – длина канала ПУ.

Или по формуле Филоненко-Альтшуля (при  $Re > 4000$ ) [31]:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{L_k}{D} \frac{1}{(1.81 * \lg Re - 1.64)^2}; \quad (8)$$

Общая величина гидравлического сопротивления определится как:

$$\sum \xi = \xi_{\text{вх0}} + \Delta \xi_{\text{вх}} + 2 * \xi_{\text{реш}} + \xi_{\text{тр}} \quad (9)$$

Величина нагрузки гребного винта без учета угловой колонки определится выражением:

$$C_T = a^2 + \sum \xi; \quad (10)$$

Для учета влияния угловой колонки, величина нагрузки гребного винта должна быть увеличена на величину  $\Delta C_T$ :

$$C_{TA} = C_T + \Delta C_T; \quad (11)$$

Для определения требуемой тяги ПУ на стадии предэскизного проектирования можно воспользоваться формулой:

$$P_D = \frac{4.4 P_e^{3/2}}{D \xi}; \quad (12)$$

где  $\xi = 0.6$  для ПУ с прямолинейным каналом;

Отмечается, что при увеличении диаметра рабочего органа ПУ удельная тяга монотонно возрастает, что говорит о целесообразности выбора максимально возможного диаметра рабочего органа. При этом следует учесть, что от размера гребного винта также зависит диаметр поперечного канала, что в свою очередь приводит к увеличению буксировочного сопротивления судна в целом, а также потере полезного водоизмещения.

Ввиду того, что режим работы ПУ – швартовый, безразмерный коэффициент полезного действия, применяемый для гребных винтов в свободной воде не может быть использован для оценки оптимальных значений. При этом критерием качества ПУ целесообразно считать удельную тягу  $P_e/P_D$ .

Расчет подруливающего устройства может быть сведен к одной из двух основных задач, к расчету максимально достижимой тяги при заданной мощности, а также расчет мощности потребляемой ПУ на швартовых при заданной величине тяги. Рассматриваются уточненная методика расчета ПУ для обеих задач, а также приводится пример расчета подруливающего устройства.

**В заключении** кратко сформулированы основные результаты настоящей работы, которые сводятся к следующему:

Определены зависимости для определения тяги ПУ как суммы силы возникающей корпусе судна и тяги рабочего органа;

Спроектирована и изготовлена серия моделей гребных винтов, выполняющих функцию рабочего органа ПУ;

На базе стенда «Кавитационный бассейн» создана экспериментальная установка, позволяющая определить гидродинамические характеристики моделей гребных винтов расположенных внутри канала ПУ, а также оценить их кавитационные характеристики;

Определены гидродинамические и кавитационные характеристики серии моделей гребных винтов в диапазоне шаговых отношений  $P/D = 0,9-1,4$  для дисковых отношений  $A/Ad = 0,5$  и  $0,8$ , построены их кривые действия.

Экспериментально оценено влияние угловой колонки на гидродинамические характеристики ПУ при работе гребного винта в тянущем и толкающем режимах;

Определена величина силы возникающей на борту при работе ПУ и схема течения жидкости внутри канала и перед ним при различном оформлении входа в канал с помощью методов вычислительной гидродинамики. На основании полученных данных уточнены зависимости величины сопротивления входа в канал при различном его оформлении.

Сформирована уточненная методика расчета тяговых характеристик ПУ на швартовом режиме работы включая установки большой мощности, основанная на полученных расчетных и экспериментальных данных, полученных кривых действия гребных винтов и диаграмм их кавитационных характеристик.

## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### **В изданиях, рекомендованных ВАК:**

1. Ермолаев А.А., Шевцов С.П. Особенности гидродинамики подруливающих устройств с прямолинейной осью канала – Труды Крыловского государственного научного центра. Выпуск 88 (372). стр.101-108 СПб: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2015.
2. Ермолаев А.А., Сайфуллин Т.И., Шевцов С.П. Расчетная оценка влияния оформления входа в канал ПУ на величину силы возникающей на борту – Труды Крыловского государственного научного центра. Выпуск 88(372). стр.109-116 СПб: Крыловский государственный научный центр, 2015.
3. Шевцов С.П. Методы оценки попутного потока при расчете водометных движителей – Труды Крыловского государственного научного центра. Выпуск 69(353), СПб: Крыловский государственный научный центр, 2012г.

### **Прочие публикации:**

1. Шевцов С.П., Ермолаев А.А. Экспериментально исследование серии моделей гребных винтов подруливающих устройств – Материалы молодежной научно-технической конференции «ВЗГЛЯД В БУДУЩЕЕ – 2014». СПб.: ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», 2014.
2. Шевцов С.П. Особенности проектирования подруливающих устройств большой мощности – Российское кораблестроение: от академика А.Н. Крылова до наших дней. Тезисы конференции. – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр» 2014.