

Григоров М. Ю.

Расчетно-экспериментальные исследования укороченных обтекателей протяженных конструкций

Учебное пособие

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный
морской технический университет»

М. Ю. Григоров

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УКОРОЧЕННЫХ ОБТЕКАТЕЛЕЙ ПРОТЯЖЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Учебное пособие

Электронное издание
локального распространения

Санкт-Петербург
Наукоемкие технологии
2026

© СПбГМТУ, 2026
© Григоров М. Ю., 2026
ISBN 978-5-00271-142-0

УДК 532.5:624.042.8:629.5
ББК 38.2
Г83

Рецензенты:
В. А. Ненашев, доктор технических наук;
Д. Д. Кульминский, кандидат физико-математических наук

Г83 **Григоров М. Ю.**
Расчетно-экспериментальные исследования укороченных обтекателей протяженных конструкций [Электронный ресурс]: учебное пособие / М. Ю. Григоров. – Электрон, текстовые дан. (2,2 Мб). – СПб.: Наукоемкие технологии, 2026. – 55 с. – 1 электрон., опт. диск (CD-ROM).

ISBN 978-5-00271-142-0

Учебное пособие соответствует дидактическим единицам «Численные методы расчета физических полей». В пособии излагаются результаты расчетно-экспериментальных исследований укороченных обтекателей, предназначенных для снижения вихревой вибрации элементов протяженных конструкций, широко применяемых в судостроении. Рассматриваются основные методы исследования – физическое и математическое моделирование, включая CFD-расчеты с использованием различных моделей турбулентности (URANS, LES, DES). Обосновывается выбор оптимальной модели для задач отрывного обтекания, а также анализируются масштабные эффекты и автомодельность характеристик по числу Рейнольдса.

Пособие предназначено для студентов очной формы обучения по специальностям 09.03.01, 17.03.01 и 15.04.06, а также для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами динамики и прочности протяженных конструкций. Оно может быть полезно при выполнении курсовых и дипломных проектов, а также в научно-исследовательской работе.

ISBN 978-5-00271-142-0

© СПбГМТУ, 2026
© Григоров М. Ю., 2026

Учебное издание

Григоров Максим Юрьевич

Расчетно-экспериментальные исследования укороченных обтекателей протяженных конструкций

Учебное пособие

Электронное издание
локального распространения

Минимальные системные требования:
- процессор: Intel x86, x64, AMD x86, x64 не менее 1 ГГц;
- оперативная память RAM ОЗУ: не менее 512 МБайт;
- свободное место на жестком диске (HDD): не менее 120 МБайт;
- операционная система: Windows XP и выше;
- Adobe Acrobat Reader;
- дисковод CD-ROM;
- мышь.

Издается в авторской редакции
Верстка *Ю. Н. Сафонкина*
Главный редактор *В. М. Коровин*

Издательство «Наукоемкие технологии»
ООО «Корпорация «Интел Групп»
https://publishing.intelgr.com
E-mail: publishing@intelgr.com
Тел.: +7 (812) 945-50-63
Интернет-магазин издательства
https://shop.intelgr.com/

Подписано к использованию 09.06.2026 г.
Объем издания – 2,2 Мб.
Комплектация издания – 1 CD.
Тираж 100 CD.

ISBN 978-5-00271-142-0



ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 5
1. Выбор методов исследований 7
2. Математическое моделирование 11
3. Физическое моделирование 23
3.1. Буксировка неподвижного обтекателя 23
3.2. Буксировка с переменным углом дрейфа 27
3.3. Упруго закрепленный обтекатель в потоке 29
4. Метод обработки результатов экспериментального исследования гидродинамики и динамики укороченных обтекателей 32
Заключение 51
Список использованных источников 53

ВВЕДЕНИЕ

Протяженные конструкции широко применяются в самых разных отраслях техники: в судостроении, гидротехническом и нефтегазовом строительстве, энергетике. К их числу относятся мачтовые устройства, буровые стояки, элементы подводных трубопроводов, валопроводы, опоры мостов и другие сооружения, работающие в условиях воздействия набегающего потока жидкости или газа. Одной из наиболее серьезных проблем при эксплуатации таких конструкций является вихревая вибрация, возникающая вследствие периодического схода вихрей с плохообтекаемого поперечного сечения. Эта вибрация может приводить к усталостным повреждениям, увеличению нагрузок на узлы крепления, повышенному уровню шума и, в конечном счете, к снижению ресурса и надежности конструкции.

Особую опасность вихревая вибрация представляет для элементов круглого поперечного сечения (труб), которые наиболее распространены в морской технике и одновременно наиболее подвержены интенсивным колебаниям. В инженерной практике для снижения вибрации таких элементов часто используются специальные средства – обтекатели. Однако далеко не всегда есть возможность применить полноразмерный удобообтекаемый профиль, что связано с ограничениями по массе, габаритам или условиям монтажа. В этих случаях применяются так называемые укороченные обтекатели – профили, форма которых обеспечивает приемлемые гидродинамические характеристики при ограниченной длине. Вопросы динамики и гидродинамики таких обтекателей, а также методы расчета вызываемой ими вихревой вибрации на сегодняшний день освещены в литературе недостаточно полно, что и определило актуальность настоящего пособия.

Целью настоящего учебного пособия является систематизированное изложение результатов расчетно-экспериментальных исследований укороченных обтекателей протяженных конструкций, включая описание методов моделирования, экспериментальных установок, методик обработки данных и полученных аналитических зависимостей для нестационарных гидродинамических сил. В пособии рассматриваются четыре серии базовых профилей обтекателей, различающихся

формой носовой и кормовой частей, относительными геометрическими параметрами, а также конструктивным исполнением.

В первой главе обосновывается выбор методов исследования – физического и математического моделирования, дается краткая характеристика исследуемых моделей. Во второй главе подробно рассматриваются вопросы математического моделирования: выбор моделей турбулентности, оценка сеточной сходимости, верификация расчетов по данным эксперимента в аэродинамической трубе, а также анализ масштабного эффекта и автомодельности характеристик по числу Рейнольдса. Третья глава посвящена физическому моделированию в опытовом бассейне: описываются три этапа экспериментальных исследований (буксировка неподвижного обтекателя, буксировка с переменным углом дрейфа, испытания упруго закрепленного обтекателя в потоке). В четвертой главе излагается разработанный метод обработки результатов экспериментального исследования, включая фильтрацию сигналов, спектральный анализ, выделение нестационарных составляющих гидродинамических сил и получение аналитических выражений для поперечной и продольной вихревых сил. В заключении приведены основные выводы и практические рекомендации по выбору параметров обтекателей и оценке виброподверженности конструкций.

Пособие предназначено для студентов старших курсов кораблестроительных и океанотехнических специальностей, а также может быть полезно аспирантам и инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием и расчетом протяженных конструкций, работающих в условиях динамического воздействия потока. Для усвоения материала достаточно владения основами гидродинамики, теории колебаний и методов обработки сигналов.

1. ВЫБОР МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

Вихревая вибрация элементов протяженных конструкций объектов морской техники представляет собой сложный нелинейный динамический процесс. Полное воспроизведение таких процессов в лабораторных условиях с целью всестороннего исследования, как правило, невозможно, поэтому изучение ведется путем частичного моделирования их основных особенностей [1]. В судостроении для этого наибольшее распространение получили методы физического и математического моделирования. Специфика вихревой вибрации элементов протяженных конструкций определяется главным образом гидродинамическими (или аэродинамическими) особенностями обтекания потоком их отдельных компонентов [2]. В принципе, для исследования гидродинамики таких объектов применимы как физическое, так и математическое моделирование.

Математическое моделирование гидродинамического обтекания предполагает использование вычислительных программ, обеспечивающих решение уравнений Навье-Стокса (высокопроизводительные CFD-расчеты). Физическое моделирование, в свою очередь, требует изготовления моделей исследуемых профилей и их испытаний в опытовом бассейне или аэродинамической трубе на жесткой и упругой подвеске при обязательном соблюдении критериев подобия.

В реальных условиях судостроения номенклатура несущих элементов далеко не ограничивается классическими удобообтекаемыми профилями. В составе корпусов надводных судов и морских сооружений широко применяются балки и стойки различной формы поперечного сечения: двутавры, швеллеры, полосы и другие прокатные профили. Однако наиболее распространенным и одновременно наиболее подверженным интенсивной вихревой вибрации элементом является круговой цилиндр (труба), используемый в конструкциях трубопроводов, элементов буровых установок и судовых валопроводов. Специфика вибрации именно круговых цилиндров представляет собой обширную отдельную область исследований и в рамках данного пособия не рассматривается. В инженерной практике

для снижения вибрации цилиндрических конструкций зачастую применяются специальные средства гашения – обтекатели.

Основу формы поперечных сечений укороченных обтекателей составляет форма сечения безотрывно обтекаемого крыла. В качестве базовых обычно принимаются каплеобразная или чечевицеобразная формы; иногда используются и более сложные очертания, близкие к указанным. В ходе анализа возможных и уже существующих форм поперечных сечений обтекателей [3] для серийных исследований были отобраны четыре серии базовых профилей:

1. **Обтекатели серии А** выполнены путем усечения задней кромки каплеобразного удобообтекаемого профиля. Обтекатель имеет круглую носовую оконечность, соответствующую диаметру исходной трубы. Модели в серии варьировались по относительной толщине и относительному удлинению обтекателя (расстоянию от носовой оконечности до обрезанного торца). На рисунке 1а приведен эскиз профиля поперечного сечения первого обтекателя серии А.

2. **Обтекатели серии Б** представляют собой усеченный чечевицеобразный профиль, образованный симметричными дугами окружностей с острой передней и задней кромками. Максимальная ширина обтекателя соответствует диаметру исходной трубы. Модели в серии варьировались также по относительной ширине и относительному удлинению. Ширина торца в данной серии изменялась слабо, поскольку обрезка происходила близко к максимальной ширине профиля. На рисунке 1б приведен эскиз профиля поперечного сечения первого обтекателя серии Б.

3. **Обтекатели серии В** получаются путем установки на круглую трубу одинакового для всех моделей серии носового обтекателя и боковых пластин различной величины. В данной серии варьировалась лишь длина пластин. На рисунке 1в приведен эскиз профиля поперечного сечения типичного обтекателя серии В.

4. **Обтекатели серии Д** состоят из двух элементов – круглой трубы и усеченного обтекателя в следе за трубой. В моделях этой серии изменялись величина зазора между трубой и обтекателем и длина элемента

в следе таким образом, что общая длина у всех моделей серии оставалась постоянной. На рисунке 1г приведен эскиз профиля поперечного сечения первого обтекателя серии Д.

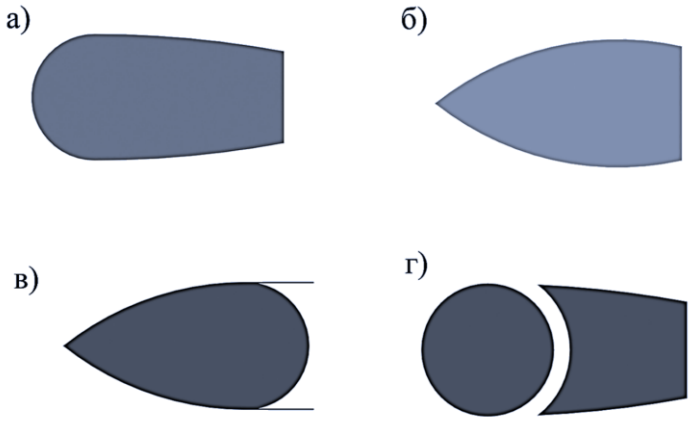


Рисунок 1 – Поперечные сечения серий исследуемых обтекателей:
а) обтекатель серии А, б) обтекатель серии Б,
в) обтекатель серии В, г) обтекатель серии Д

Всего было спроектировано и изготовлено 16 моделей обтекателей. Все модели имели одинаковую ширину, соответствующую диаметру несущей трубы $d = 0.15$ м. Кроме того, обтекатели, для исключения краевого эффекта, снабжались торцевыми шайбами. Основные геометрические характеристики исследуемых моделей укороченных обтекателей приведены в таблице 1.

Использование расчетных методов для решения пространственных динамических задач хотя и возможно, но требует применения мощной вычислительной техники и значительных затрат времени, существенно превышающих временные затраты при испытаниях моделей обтекателей в опытовом бассейне. В связи с этим в качестве основного метода проведения исследований был выбран метод физического моделирования [4]. Расчетным методам, учитывая их потенциально более высокую точность, была отведена роль инструмента для уточнения результатов

испытаний, а также роль критерия при решении основной проблемы физического моделирования – проблемы масштабного эффекта.

Таблица 1 – Основные геометрические характеристики моделей

Наименование	Хорда L_{SH}, мм	Ширина торца B_k, мм	Геометрические особенности	
А1	300	109	30	Относительная толщина исходного профиля, %
А2	225	132	30	
А3	350	88	30	
А4	282	100	35	
А5	263	93	40	
Б1	289	134	35	
Б2	336	106	35	
Б3	263	129	40	
Б4	241	124	45	
В1	289	150	0	Длина пластин, мм
В2	289	150	40	
В3	289	150	80	
В4	329	150	120	
Д1	300	109	20	Зазор, мм
Д2	300	109	40	
Д3	300	109	60	

2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В условиях современного развития вычислительной техники и совершенствования математических методов все более широкое применение получает расчетное исследование различных физических процессов, в том числе и в судостроении. Наряду с экспериментальными исследованиями, проведение численных расчетов позволяет глубже проникнуть в природу изучаемых явлений и получить детальную информацию о характеристиках течений. Одной из задач, успешно решаемых с использованием современных расчетных комплексов, является задача обтекания потоком жидкости или газа объектов морской техники. Хорошо зарекомендовали себя для решения подобных задач программно-вычислительные комплексы, обеспечивающие решение уравнений Навье-Стокса [5–14]. Развитие методов вычислительной гидродинамики (CFD) позволяет моделировать сложные нестационарные течения, включая процессы отрывного обтекания и вихреобразования. Однако, как показал анализ открытых источников, данные по расчетам обтекания укороченных обтекателей, подобных рассматриваемым в настоящей работе, в литературе практически отсутствуют, что обуславливает актуальность проведения подобных исследований.

Известно, что система уравнений Навье-Стокса представляет собой незамкнутую систему дифференциальных уравнений в частных производных. Для ее замыкания применяются дополнительные соотношения – модели турбулентности, описывающие характеристики турбулентных течений. Ключевой проблемой при решении задач обтекания тел потоком вязкой жидкости является выбор адекватной гипотезы турбулентности, поскольку от этого выбора напрямую зависит точность получаемых результатов. В настоящей работе выполнение CFD-расчетов производилось с использованием нескольких наиболее распространенных моделей турбулентности с целью сравнения результатов и выбора оптимальной модели для решения поставленной задачи.

В принципе, для расчета гидродинамических характеристик укороченных обтекателей возможно использование следующих моделей турбулентности:

− модель **URANS k-ω SST** (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) в плоской и пространственной постановках, основанная на осреднении уравнений Навье-Стокса по времени;

− модель **LES WSS** (Large Eddy Simulation with Wall-Adapting Local Eddy-viscosity), основанная на пространственном осреднении характеристик течения и явном моделировании крупномасштабных вихревых структур;

− модель **DES k-ω SST** (Detached Eddy Simulation), представляющая собой гибридную комбинацию RANS-подхода в пристеночной области и LES-подхода в отрывных зонах и дальнем следе.

Для выбора наиболее подходящей модели, обеспечивающей оптимальное соотношение точности и вычислительных затрат, были проведены специальные сравнительные исследования.

На рисунке 2 приведены скалярные поля кинетической энергии турбулентности потока в следе за моделью, рассчитанные с использованием различных моделей турбулентности. Сравнение результатов показало, что использование двумерной расчетной сетки позволяет существенно сократить количество ячеек и время вычислений. Однако получаемые при таком подходе гидродинамические коэффициенты оказываются завышенными по сравнению с трехмерными расчетами и экспериментальными данными. Это объясняется тем, что кинетическая энергия турбулентности, в реальном трехмерном потоке распределяющаяся по трем пространственным направлениям [15], в двумерной постановке искусственно перераспределяется лишь по двум осям, что приводит к завышению значений гидродинамических сил и моментов, действующих на профиль. Использование двумерной постановки может быть допустимо для решения стационарных высокоскоростных задач, либо для моделирования нестационарных ламинарных течений, а также для качественной оценки характера обтекания и выявления картины периодического схода вихрей. Однако для получения достоверной количественной оценки нестационарных гидродинамических характеристик, необходимой

для решения задач динамики и прочности, использование пространственной расчетной сетки является обязательным.

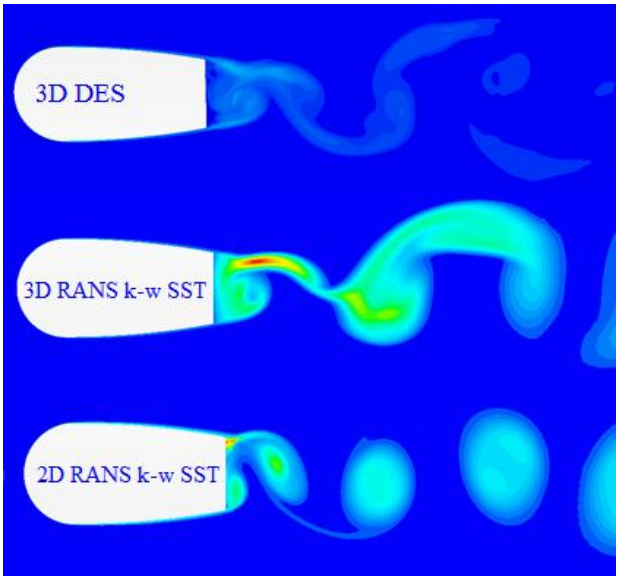


Рисунок 2 – Сравнение вихревого следа
для различных турбулентных моделей

Расчеты с использованием пространственной постановки URANS-модели дают приемлемые результаты в пристеночной области, однако в отрывной зоне, где определяющую роль играют крупномасштабные вихревые структуры, точность описания характера обтекания оказывается недостаточной. Это обусловлено самой природой RANS-подхода, основанного на осреднении турбулентных пульсаций.

Сравнение двух оставшихся моделей LES и DES (рисунок 3) позволяет сделать обоснованный выбор в пользу последней. Моделирование крупных вихрей (LES) действительно обеспечивает корректное описание отрывных зон и структуры следа, однако для получения достоверных результатов в пристеночной области требует использования чрезвычайно мелких сеток вплоть до стенки, что приводит к резкому росту вычислительных затрат. При недостаточном сеточном разрешении в

пристеночной области результаты LES-расчетов становятся некорректными.

Модель отсоединенных вихрей DES (Detached Eddy Simulation), представляющая собой гибридную комбинацию методов URANS k-ω SST в пристеночной области и LES в отрывных зонах, сочетает сильные стороны обоих подходов. В пограничном слое, где пристеночные турбулентные структуры имеют малые масштабы, DES работает в режиме RANS, что позволяет избежать чрезмерного измельчения сетки. В отделившихся зонах течения и в следе модель переключается в режим LES, обеспечивая детальное воспроизведение динамики крупных вихрей. Кроме того, использование DES-модели оказывается существенно менее затратным с точки зрения необходимого количества расчетных ячеек по сравнению с чистой LES-моделью, а, следовательно, и с точки зрения времени счета, при сохранении высокой точности в областях отрывного течения, что и определило выбор данной модели для проведения дальнейших расчетов.

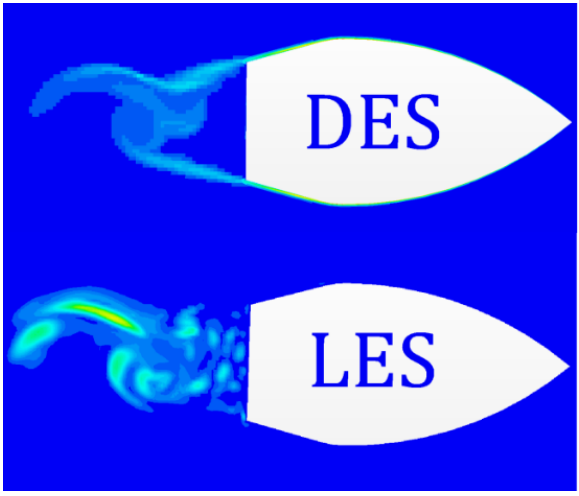


Рисунок 3 – Вихревой след за обтекателем при использовании LES и DES моделей турбулентности

После выбора модели турбулентности для выполнения расчетов как правило производится оценка сеточной сходимости, которая позволяет

определить достаточное сеточное и временное разрешение для решения поставленной задачи. Сравнение результатов расчета с выбранными параметрами и контрольных испытаний приведено на рисунке 4. Сравнивались коэффициенты средней силы сопротивления C_x и амплитудные значения коэффициента продольной силы C_y. Выражение для получения этих коэффициентов приведено ниже:

$$C_x = \frac{X}{\frac{1}{2}\rho S_x V_0^2},\ C_y = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho S_y V_0^2}, \quad (1)$$

где X, Y –продольная и поперечная компоненты гидродинамической силы, полученные в результате расчета, либо эксперимента, Н;
ρ – плотность жидкости, кг/м^3;
S_x, S_y – продольные и поперечные проекции площади обтекателя, м^2;
V_0 – скорость набегающего потока жидкости, м/с.

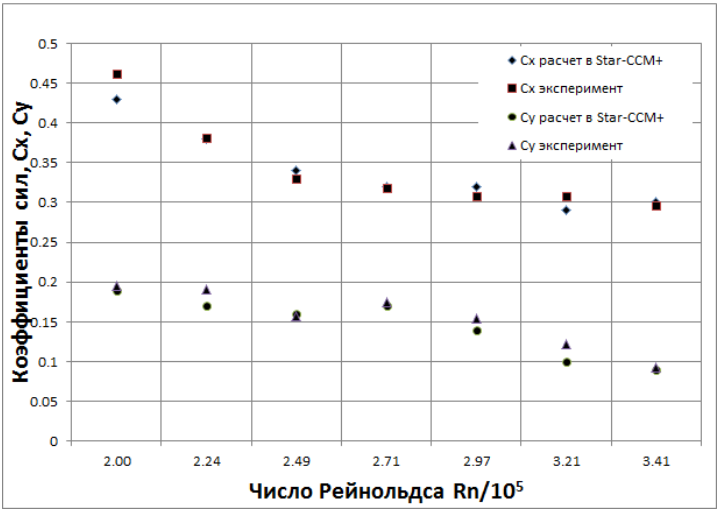


Рисунок 4 – Сравнение результатов расчета и эксперимента по определению коэффициентов гидродинамической силы для обтекателя А1

Известно, что при модельных испытаниях в опытовых бассейнах воспроизведение больших чисел Рейнольдса, как правило, существенно затруднено. Поскольку основная масса экспериментальных

данных была получена именно в опытовом бассейне, потребовалось проверить зависимость гидродинамических характеристик укороченных обтекателей от числа Рейнольдса. С этой целью были организованы испытания специально изготовленной крупномасштабной модели (размах модели – 1,5 м, длина – 0,9 м) укороченного обтекателя серии А1 в аэродинамической трубе. Это позволило примерно на порядок увеличить диапазон достигаемых чисел Рейнольдса по сравнению с условиями опытового бассейна.

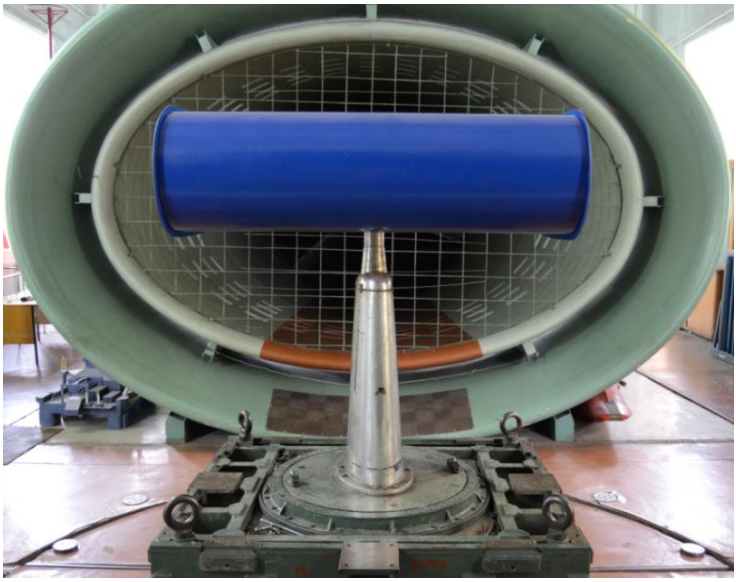


Рисунок 5 – Размещение модели в рабочей части большой аэродинамической трубы на шестикомпонентном динамометре ДА-6К (вид спереди)

Экспериментальное исследование в аэродинамической трубе включало определение коэффициента средней силы лобового сопротивления с помощью тензометрических весов (динамометра), а также изучение пульсаций скорости в следе за обтекателем с использованием двухкомпонентных термоанемометров. На рисунке 5 показано размещение модели обтекателя, установленной на динамометре в рабочей части

аэродинамической трубы. Осреднение коэффициента сопротивления проводилось в течение 10 секунд при фиксированной скорости потока на каждом режиме. Ось симметрии поперечного сечения модели ориентировалась по направлению набегающего потока.

В аналогичных условиях были выполнены CFD-расчеты (с учетом описанных выше параметров), и сравнение результатов расчета с экспериментом показало хорошее согласование. Полученные данные (рисунок 6) свидетельствуют о слабой зависимости коэффициентов от числа Рейнольдса и указывают на практическую автомодельность аэродинамических характеристик обтекателей в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Это обусловлено наличием фиксированных точек отрыва потока (острые кромки на торце обтекателя) и подтверждает корректность применения результатов модельных испытаний в опытовом бассейне для исследования нестационарных гидродинамических характеристик укороченных профилей.

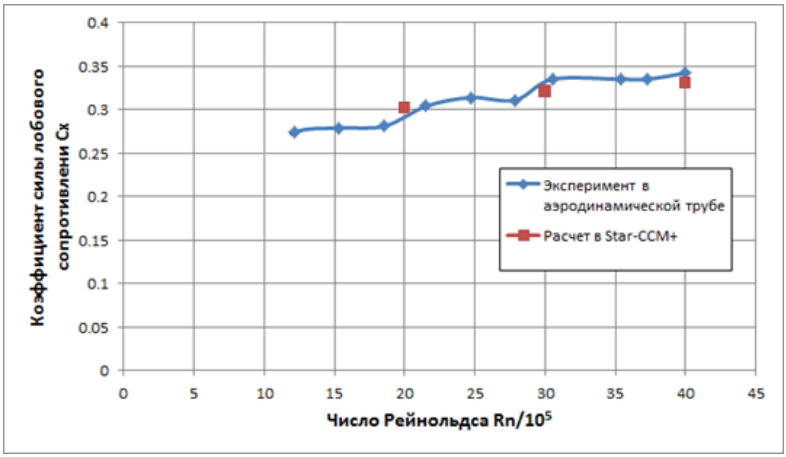


Рисунок 6 – Результаты экспериментального определения коэффициента лобового сопротивления модели обтекателя в аэродинамической трубе

Исследование пульсаций скорости с помощью термоанемометров позволило получить нестационарные характеристики потока в следе

при обтекании укороченного профиля. Для проведения этого эксперимента модель подвешивалась на раме в рабочей части большой аэродинамической трубы с помощью тонких растяжек (рисунок 7). Ось симметрии поперечного сечения модели также совпадала с направлением набегающего потока.



Рисунок 7 – Размещение модели в рабочей части аэродинамической трубы на растяжках (вид сбоку)

За моделью на заданных расстояниях располагались датчики (всего шесть позиций). Схема расположения термоанемометров показана на рисунке 8. В результате для каждого установившегося скоростного режима было получено по шесть динамических реализаций мгновенных значений скорости.

Результаты эксперимента однозначно свидетельствуют о сохранении процесса вихреобразования и вихревого схода в следе за укороченным обтекателем в диапазоне чисел Рейнольдса, соответствующих натурным условиям. С помощью средств визуализации (дымогенератора) также удалось зафиксировать сформировавшиеся вихревые структуры (рисунок 9).

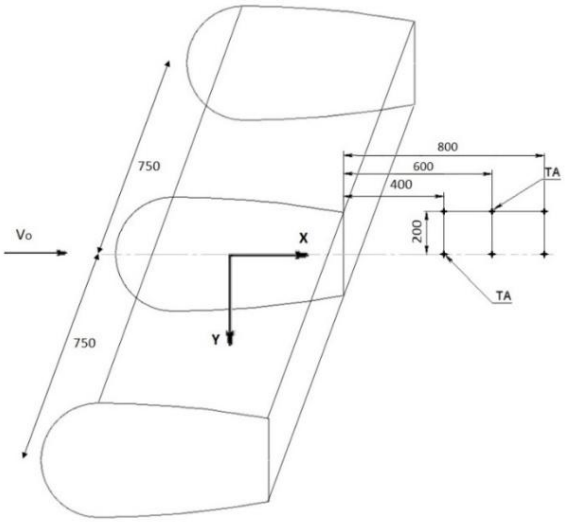


Рисунок 8 – Принятая система координат и схема расположения термоанемометров за моделью

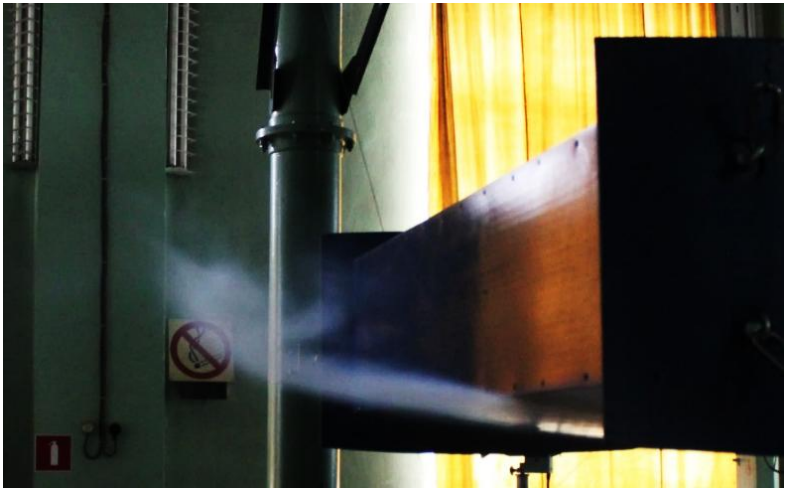


Рисунок 9 – Визуализация вихревого следа за моделью

Анализ сигналов с термоанемометров подтверждает, что спектр этих сигналов (рисунок 10), помимо турбулентного шума обтекания,

содержит ярко выраженный максимум, что свидетельствует о наличии периодических пульсаций скорости, обусловленных вихревыми образованиями в следе.

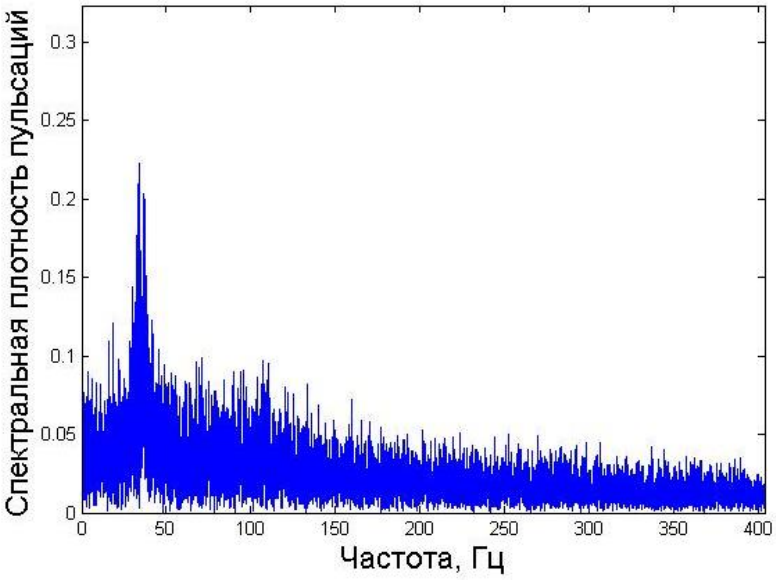


Рисунок 10 – Спектр турбулентных пульсаций поперечной скорости в аэродинамическом следе за моделью обтекателя на натурных *Rn*

Стоит отметить, что частота вихревой силы, определенная с помощью аналогичного по условиям CFD расчета, соответствовала частоте максимума спектра сигнала с термоанемометра. В таблице 2 приведены результаты определения безразмерной частоты (числа Струхаля *Sn*) пульсаций скорости в следе за моделью. Связь размерной частоты и числа Струхаля *Sn* выглядит следующим образом:

$$Sn = \frac{f_a B_k}{V_0}, \quad (2)$$

где f_a – частота максимума спектра пульсаций скорости воздушного потока, Гц, B_k – ширина торца модели, м.

Таблица 2 – Числа Струхаля для пульсаций скорости потока

$Rn/10^5$	11,17	14,90	18,62	21,97	24,70	27,12
Sn 400мм с угла	0,31	0,32	0,31	0,32	0,33	0,33
Sn 600мм с угла	0,32	0,32	0,32	0,32	0,33	0,33
Sn 800мм с угла	0,32	0,33	0,31	0,32	0,33	0,33
Sn 400мм в ДП	0,30	0,32	0,32	0,31	0,33	0,32
Sn 600мм в ДП	0,32	0,32	0,33	0,32	0,32	0,34
Sn 800мм в ДП	0,32	0,33	0,34	0,34	0,34	0,33

По результатам, приведенным в таблице 2, также видно, что безразмерная частота вихревого отрыва слабо зависит от числа Рейнольдса потока. В свою очередь, на рисунке 11 приведен спектр нестационарной поперечной вихревой силы, определенной путем CFD расчета на скорости, соответствующей натурным числам Рейнольдса.

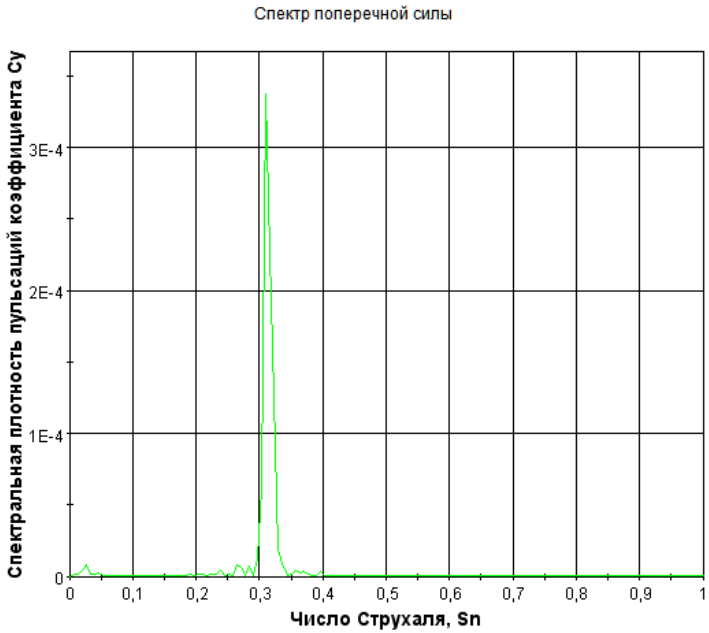


Рисунок 11 – Спектр коэффициента поперечной нестационарной аэродинамической силы, определенной путем CFD расчета обтекания профиля А1

Совпадение рассчитанных и экспериментальных чисел Струхаля свидетельствует, в сочетании с соответствием коэффициента силы лобового сопротивления (рисунок 6), о корректно подобранной схеме гидродинамического расчета. Как уже отмечено выше, отсутствие существенных зависимостей характеристик от числа Рейнольдса позволяет использовать расчетный метод для определения гидродинамических характеристик укороченных обтекателей в рамках поставленной задачи. Проведенные расчеты с использованием Star-CCM+ позволили уточнить стационарные и нестационарные гидродинамические характеристики исследуемых профилей в отсутствии колебаний при различных скоростях набегающего потока. Также особый интерес представляли частоты отрыва вихрей, которые соответствовали частотам нестационарной подъемной силы, вызывающей вихревую вибрацию. Полученные с помощью математического моделирования гидродинамические характеристики вошли в разработанную базу данных и легли в основу раздела метода расчета вихревой вибрации.

Кроме того, расчетным методом были оценены коэффициенты гидродинамических сил при вынужденных колебаниях различной амплитуды и частоты. Было подтверждено наличие зоны синхронизации частоты вихревого отрыва и частоты вынужденных колебаний для профилей укороченных обтекателей [16, 17]. Выполнение же расчетов свободных колебаний под действием набегающего потока жидкости в настоящее время затруднено, поскольку выполнение таких расчетов требует огромного машинного времени счета и больших трудоемких затрат на оптимизацию расчетной модели [18 – 20]. Намного быстрее и целесообразнее, как оказалось, провести подобные модельные исследования в опытовом бассейне, что вполне допустимо с учетом изложенного выше.

3. ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Допустимость использования экспериментальных методов для исследования вихревой вибрации укороченных обтекателей, подтвержденная в предыдущем разделе, а также доступность измерительного и экспериментального оборудования опытового бассейна, позволили обратиться к использованию выгодного с многих сторон физического моделирования. Серийные экспериментальные исследования моделей укороченных обтекателей проводились в несколько этапов [21].

3.1. Буксировка неподвижного обтекателя

На этом этапе осуществлялась буксировка модели обтекателя с нулевым углом дрейфа при достаточно жестком закреплении модели на динамометре. При этом использовался четырехкомпонентный динамометр, регистрирующий мгновенные значения компонент гидродинамической силы и момента, действующих на модель в продольной и поперечной плоскости. На рисунке 12 изображено фото экспериментальной установки с установленной моделью обтекателя в процессе буксировки.

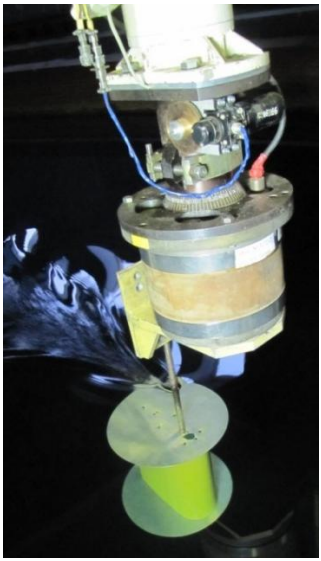


Рисунок 12 – Буксировка модели А1 на динамометре ДФ-4К

Следует отметить, что, хотя при испытаниях жесткость подвески модели (жесткость динамометра, жесткость баллера) и обеспечивалась достаточно большой, она, для возможности измерения сил, оставалась конечной. Вследствие этого, при буксировке в некотором диапазоне скоростей модель начинала совершать резонансные колебания с малой амплитудой, величина которых не могла быть измерена при проведении этого этапа испытаний. Такие резонансные колебания влияли на гидродинамические силы, измеряемые динамометром. Для получения информации о силах, действующих на модель, для дальнейшей обработки результатов эксперимента выбирались режимы испытаний, далекие от «резонансных». В процессе испытаний варьировалась скорость буксировки и регистрировались мгновенные поперечная и продольная составляющие гидродинамической силы. Ниже, в качестве примера, приведены непосредственные результаты экспериментального исследования среднего значения лобовой силы сопротивления профилей обтекателей серии А (рисунок 13), снабженных торцевыми шайбами, с первого этапа испытаний в зависимости от числа Рейнольдса.

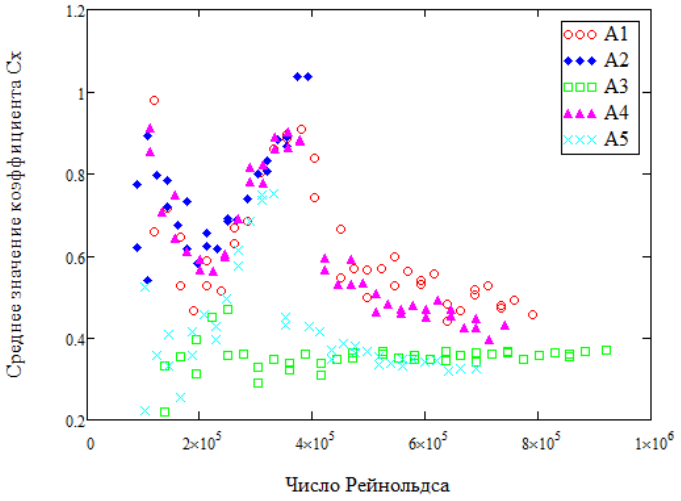


Рисунок 13 – Результаты экспериментального исследования обтекателей серии А на динамометре ДФ-4К (первый этап испытаний)

Влияние концевых шайб на гидродинамические силы, регистрируемые динамометром, было оценено расчетным методом. Был проведен расчет обтекателя А1 с используемыми при испытаниях шайбами и баллером (рисунок 14). Стоит отметить, что результат расчета по такой схеме с достаточной точностью сошелся с непосредственными результатами экспериментального исследования в бассейне. Таким образом, оценка влияния концевых шайб на результаты экспериментальных замеров (разность результатов расчета изолированного и снабженного шайбами и баллером обтекателя) была принята как поправка к коэффициенту средней лобовой силы сопротивления.

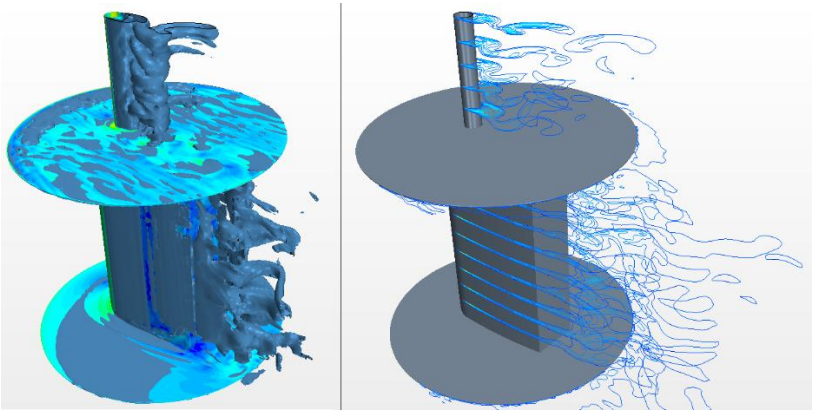


Рисунок 14 – Вихревое поле в следе за обтекателем А1
с шайбами и баллером

В результате испытаний по первому этапу экспериментального исследования гидродинамических характеристик неколеблющихся укороченных обтекателей были определены:

– коэффициент средней лобовой силы сопротивления модели C_x^0;

– амплитуда нестационарной прибавки к коэффициенту силы лобового сопротивления dC_x;

– амплитудное значение нестационарной поперечной силы на неподвижном обтекателе C_y^0;

– безразмерная частота (число Струхаля) нестационарной поперечной силы на неподвижном обтекателе Sn_0.

Результаты испытаний с учетом поправки от влияния торцевых шайб приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты первого этапа испытаний

Обтекатель	C_x^0	dC_x	C_y^0	Sn_0
А1	0,31	0,046	0,04	0,22
А2	0,43	0,100	0,12	0,24
А3	0,22	0,026	0,03	0,25
А4	0,28	0,045	0,02	0,23
А5	0,17	0,032	0,01	0,24
Б1	0,43	0,075	0,08	0,21
Б2	0,18	0,021	0,01	0,24
Б3	0,41	0,088	0,12	0,21
Б4	0,38	0,077	0,13	0,21
В1	0,63	0,200	0,26	0,24
В2	0,59	0,200	0,24	0,24
В3	0,45	0,113	0,09	0,24
В4	0,40	0,029	0,03	0,24
Д1	0,68	0,061	0,05	0,20
Д2	0,73	0,109	0,08	0,20
Д3	0,85	0,138	0,14	0,23

По результатам первого этапа испытаний моделей укороченных обтекателей можно сделать следующие выводы [22]:

− в обследованном диапазоне чисел Рейнольдса кризиса обтекания у всех моделей обтекателей не выявлено;

− все обтекатели имеют коэффициенты лобового сопротивления, рассчитанные по максимальной ширине обтекателя, меньшие, чем у кругового цилиндра;

− амплитудное значение коэффициента нестационарной поперечной силы также меньше, чем у круглого цилиндра;

− все обтекатели обтекаются с отрывом вихрей, частота отрыва вихрей соответствует условию постоянства Sn_0. Значение Sn_0, рассчитанное по ширине торца обтекателя, зависит от формы поперечного сечения обтекателя и отличается от Sn_0 для кругового цилиндра.

3.2. Буксировка с переменным углом дрейфа

На втором этапе экспериментального исследования проводилось определение позиционных характеристик обтекателей по результатам исследования зависимостей гидродинамических сил от угла дрейфа β. Значения углов дрейфа от минус 45 до 45 градусов с шагом 5 градусов. При этих испытаниях определялась производная гидродинамической силы по углу дрейфа C_y^{β}. Пример результатов испытаний по определению позиционных характеристик для обтекателя А1 приведен на рисунке 15. Характерным для обтекателей с круглой носовой оконечностью особенностью является гистерезисный характер зависимости коэффициента поперечной силы от угла дрейфа [22], что объясняется отсутствием фиксированных точек отрыва потока с круглой носовой части обтекателей данной серии.

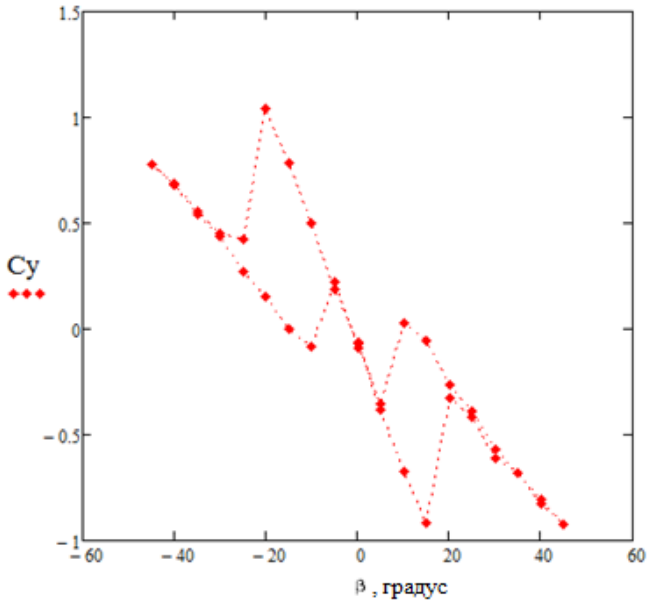


Рисунок 15 – Типичная зависимость гидродинамической поперечной силы от угла дрейфа для профиля обтекателя с закругленной носовой частью А1

При достижении и превышении угла перекладки критического значения, происходит интенсивный отрыв с носовой оконечности. Данный эффект довольно устойчивый и продолжается даже при уменьшении угла дрейфа меньше критического. С другой стороны, для обтекателя серий Б и В, характерной особенностью которых является наличие острого носа, такого эффекта не проявляется. Срыв вихрей у таких обтекателей начинается и заканчивается при одном угле дрейфа, поскольку острая носовая кромка является местом фиксированного отрыва. Пример результатов эксперимента по определению позиционной характеристики обтекателя Б1 приведен на рисунке 16.

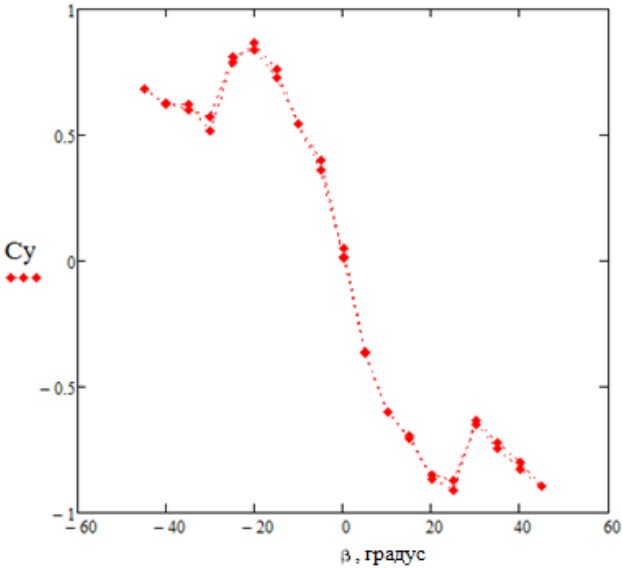


Рисунок 16 – Типичная зависимость гидродинамической поперечной силы от угла дрейфа для профиля обтекателя с острой носовой частью Б1

В таблице 4 приведены результаты второго этапа испытаний для исследуемых обтекателей. Результаты испытаний серии Д показали, что коэффициент C_y^{β}, учитывая форму обтекателей, практически совпадает с значением коэффициента для обтекателя А1.

Таблица 4 – Производная гидродинамической силы от угла дрейфа

Обтекатель	C_y^β
А1	3,508
А2	2,320
А3	4,016
А4	3,591
А5	3,079
Б1	3,473
Б2	3,261
Б3	3,872
Б4	3,320
В1	3,786
В2	3,078
В3	3,031
В4	3,743

3.3. Упруго закрепленный обтекатель в потоке

Целью третьего этапа испытаний являлось исследование зависимостей нестационарных гидродинамических сил от параметров вихревой вибрации. Для получения этой информации модель испытывалась на установке исследования резонансных колебаний (ИРК). Установка ИРК представляет собой две платформы, одна из которых жестко крепится к координатному устройству кабины ПБУ, а другая (нижняя) способна совершать плоскопараллельные колебания относительно верхней платформы в силу своих конструктивных особенностей. На нижнее основание крепился динамометр, в котором, в свою очередь, закреплялась модель. Модель, как и при испытаниях на ДФ-4К, снабжена круглыми шайбами. Между собой платформы соединены плоскими пружинами.

Путем изменения длины пружин, можно варьировать жесткостные характеристики системы, а, следовательно, и собственную частоту

установки. Здесь под собственной частотой установки ИРК следует понимать частоту свободных колебаний нижней платформы при нулевой скорости буксировки с погруженным в воду обтекателем:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\bar{k}}{m+\lambda_{22}}}, \quad (3)$$

где $\bar{k}$ – приведенная жесткость системы, $m + \lambda_{22}$ – масса подвижных частей системы, включая присоединенную массу.

В процессе испытаний варьировалась скорость буксировки аналогично первому этапу, регистрировались мгновенные динамические характеристики с использованием динамометра и мгновенные перемещения нижней платформы с помощью датчика. Фото установки ИРК с установленной моделью обтекателя А1 приведено на рисунке 17.

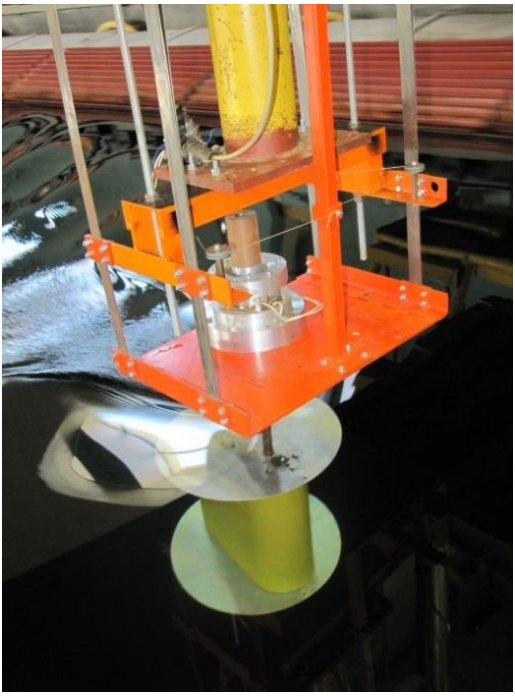


Рисунок 17 – Установка ИРК с измерительной аппаратурой
и смонтированной моделью обтекателя А1 в процессе буксировки

При движении во всем обследованном диапазоне скоростей укороченные обтекатели совершают поперечные колебания, обусловленные отрывным обтеканием обрезанной кормовой части обтекателя [23]. Зависимость амплитуды колебаний от скорости буксировки имеет резонансный характер системы второго порядка. Однако максимум этой зависимости достигается при частотах, отличных от собственной частоты динамической системы (установка ИРК с обтекателем), определенной по результатам замера свободных колебаний при нулевой скорости буксировки. Как правило, максимальные колебания происходят с частотой несколько большей, чем собственная частота экспериментальной установки с установленным обтекателем. Результаты предварительной обработки экспериментальных данных с третьего этапа испытаний показаны на рисунке 18.

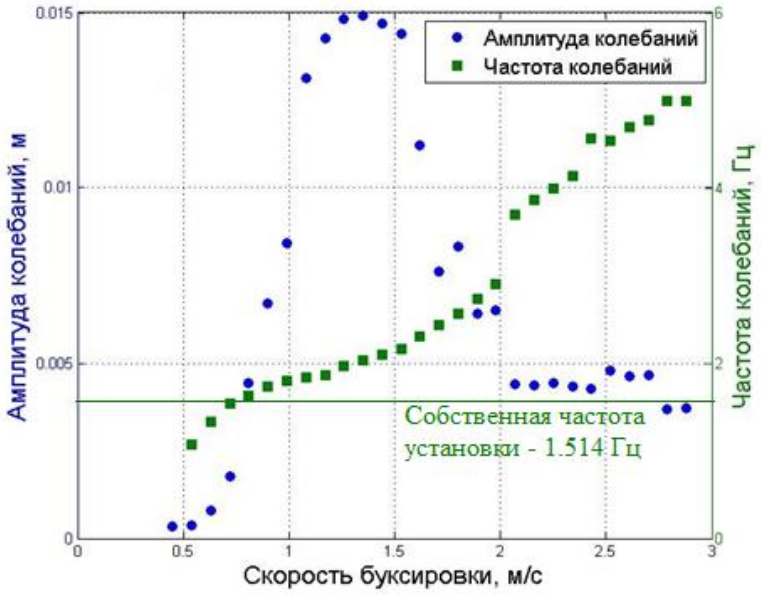


Рисунок 18 – Зависимость частоты и амплитуды колебаний обтекателя А2 от скорости буксировки, полученная по результатам третьего этапа испытаний

4. МЕТОД ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ДИНАМИКИ УКОРОЧЕННЫХ ОБТЕКАТЕЛЕЙ

На третьем этапе эксперимента измерительное оборудование регистрировало две компоненты гидродинамической силы (X – продольную и Y – поперечную составляющие) и поперечное перемещение модели y. Размерные гидродинамические силы нормировались в соответствии с формулами (1). На рисунках 19–21 приведены непосредственные результаты измерения для одного из режимов буксировки модели. Аналогичные результаты были получены для всех моделей.

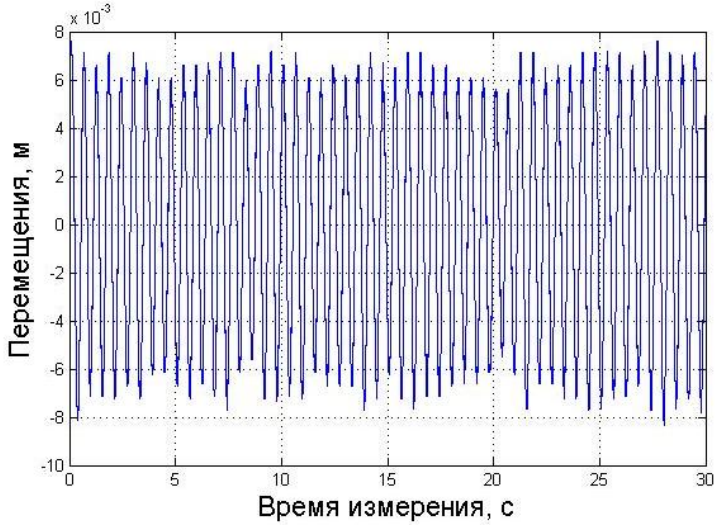


Рисунок 19 – Временные реализации перемещения упруго закрепленной модели

Результаты измерения поперечных перемещений, пример которых показан на рисунке 19, позволяют определить частоты перемещений f_y, амплитуду поперечных колебаний y_0, амплитуду скорости поперечных колебаний aV_y, амплитуду ускорения поперечных колебаний aA_y. Эти величины определялись описанными ниже способами.

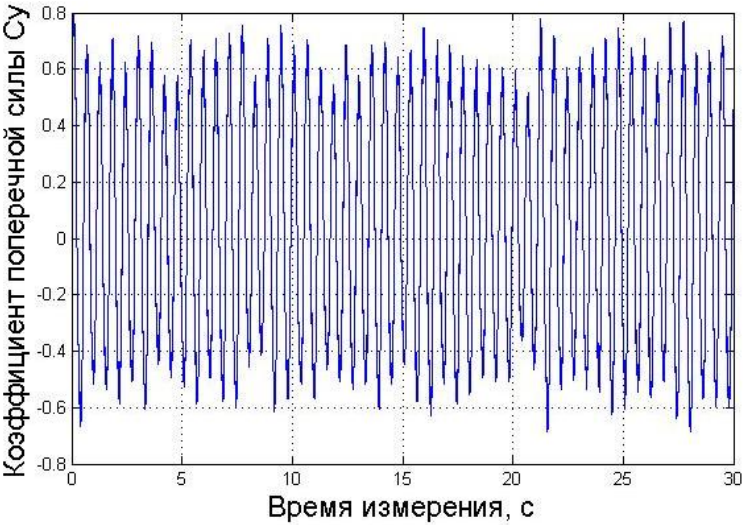


Рисунок 20 – Временные реализации коэффициента поперечной силы, зарегистрированные при проведении третьего этапа испытаний

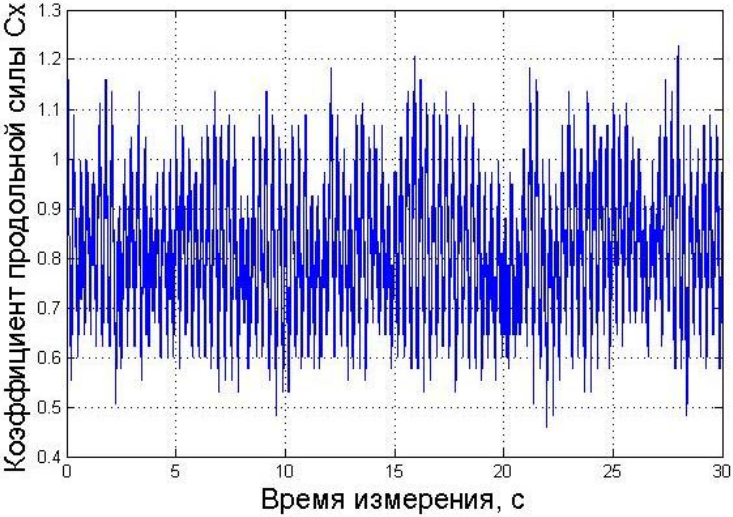


Рисунок 21 – Временные реализации коэффициента продольной силы, зарегистрированные при проведении третьего этапа испытаний

Частота колебаний f_y определялась путем определения максимальной гармоники спектра, полученного с использование алгоритма Дискретного Преобразования Фурье [24] исходных данных по перемещениям. Спектр сигнала, изображенного на рисунке 19, приведен на рисунке 22. Для того чтобы исключить из сигнала высокочастотные помехи и помеху промышленной частоты, неизменно присутствующие в измерительном контуре, полученный сигнал пропускался через программный низкочастотный фильтр с частотой среза 10 Гц [25]. Затем, для дальнейшей обработки результатов эксперимента, производилось Обратное Преобразование Фурье, восстанавливающее полезный сигнал из обработанного фильтром спектра. Сравнение исходного и фильтрованного описанного выше способом сигналов приведено на рисунке 23. Показано, что при таком алгоритме обработки сохраняются статистические характеристики сигнала, а энергетические потери оказываются пренебрежимо малыми.

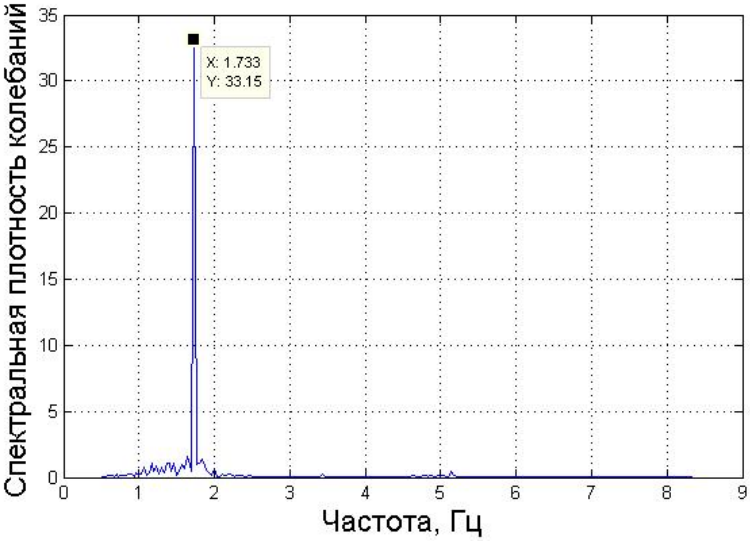


Рисунок 22 – Спектр сигнала перемещений модели при буксировке

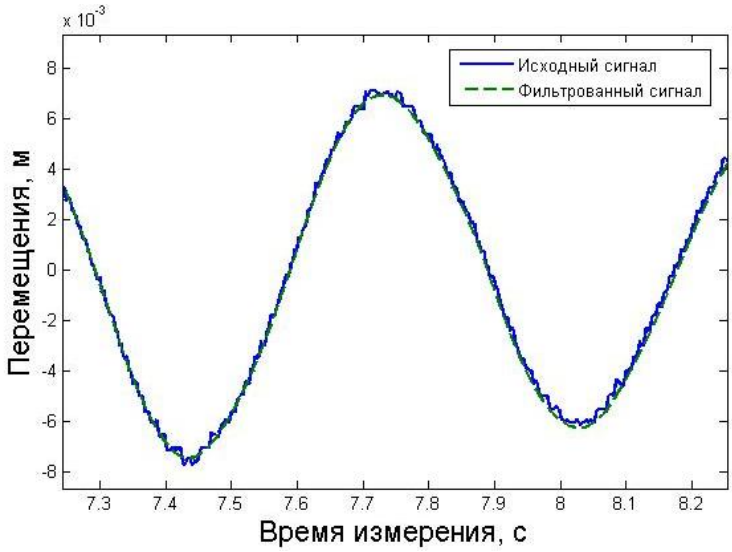


Рисунок 23 – Сравнение фрагмента исходного и фильтрованного сигнала с датчика перемещений

С учетом произведенных операций для регулярных колебаний можно записать аналитическое выражение для поперечных перемещений модели:

$$y(t) = y_0 \sin\left(2\pi f_y t + \varphi_0\right), \tag{4}$$

где φ_0 – начальная фаза перемещения; y_0 – амплитуда колебаний, определяемая как

$$y_0 = \sqrt{2D[y(t)]}, \tag{5}$$

где $D[y(t)]$ – дисперсия сигнала.

Тогда скорость колебаний $V_y(t)$ будет определяться как первая производная по времени от перемещений $\frac{dy}{dt}$, то есть:

$$V_y(t) = 2\pi f_y y_0 \cos\left(2\pi f_y\, t + \varphi_0\right) \tag{6}$$

Амплитуда скорости перемещений в данном случае равна

$$aV_y = y_0 2\pi f_y \tag{7}$$

Для определения ускорения обтекателя $A_y(t)$ получим вторую производную перемещений от времени $\frac{d^2y}{dt^2}$:

$$A_y(t) = -y_0\left(2\pi f_y\right)^2 \sin\left(2\pi f_y t + \varphi_0\right) \quad (8)$$

Амплитуда ускорения в данном случае равна

$$aA_y = y_0\left(2\pi f_y\right)^2 \quad (9)$$

Для нахождения скорости и ускорения при нерегулярных колебаниях целесообразно использовать численные алгоритмы дифференцирования. В данном случае был использован метод правосторонней разности. Суть метода состоит в следующем:

1) Производная функции в точке t_0 определяется выражением:

$$y'(t_0) = \lim_{dt\to 0} \frac{y(t_0+dt)-y(t_0)}{dt} \quad (10)$$

2) Заменяя приращение *dt* на конечную величину *Δt*, называемую шагом дифференцирования, получаем выражение:

$$y'(t_0) = \frac{y(t_0+\Delta t)-y(t_0)}{dt} \quad (11)$$

3) Шаг дифференцирования *Δt* при этом равен шагу дискретизации. Такой метод дает допустимую точность дифференцирования любых сигналов с достаточно высокой частотой дискретизации. В данных экспериментах используется частота дискретизации f_d = 333,333 Гц, что вполне удовлетворяет условию выполнимости. На рисунке 24 приведены сравнения регулярных и нерегулярных реализаций ускорения, определенные по этим двум способам.

При обработке результатов измерений сил предполагалось, что гидродинамическая сила, действующая на обтекатель, состоит из двух компонент:

− стационарная, для описания которой применима гипотеза квазистационарности, и

− нестационарная, которая является причиной возникновения вихревой вибрации обтекателя.

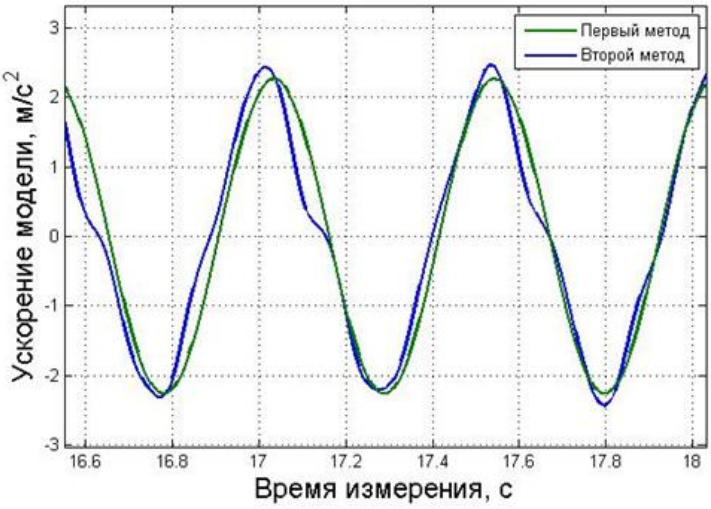


Рисунок 24 – Сравнение методов определения кинематических параметров модели

В рассматриваемом случае стационарные составляющие F_{YST} и F_{XST} могут быть записаны как

$$F_{YST} = \frac{1}{2} C_y^{\beta} \rho S_y V_0 \frac{dy}{dt} + \lambda_{22} \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (12)$$

$$F_{XST} = \frac{1}{2} C_X \rho S_x V_0^2. \quad (13)$$

Для получения безразмерных коэффициентов гидродинамической силы, как было указано ранее, необходимо размерные силы отнести к нормирующим коэффициентам:

$$F_{y0} = \frac{1}{2} \rho S_y {V_0}^2, \quad (14)$$

$$F_{x0} = \frac{1}{2} \rho S_x {V_0}^2. \quad (15)$$

Тогда коэффициенты составляющих нестационарной вихревой силы определяются путем вычитания стационарных компонент из общей гидродинамической силы:

$$C_y = C_Y - \frac{F_{YST}}{F_{y0}}, \quad (16)$$

$$C_x = C_X - \frac{F_{XST}}{F_{x0}}. \quad (17)$$

На рисунках 25 и 26 показаны типичные зависимости значений безразмерной амплитуды колебаний (отнесенного к максимальной ширине обтекателя) и амплитуды коэффициента поперечной нестационарной силы от скорости буксировки для одного из обтекателей.

По этим графикам можно судить о характере процесса. Если на малых скоростях буксировки колебания и вихревая сила практически отсутствуют, то с увеличением скорости буксировки, когда обтекатель входит в «резонансную» зону, возникают устойчивые регулярные колебания с достаточно большими амплитудами. После этой зоны амплитуда колебаний и вихревой силы снижается, характер колебаний принимает нерегулярный вид. Это характерно в различной степени для всех исследуемых обтекателей в обследованном диапазоне скоростей буксировки.

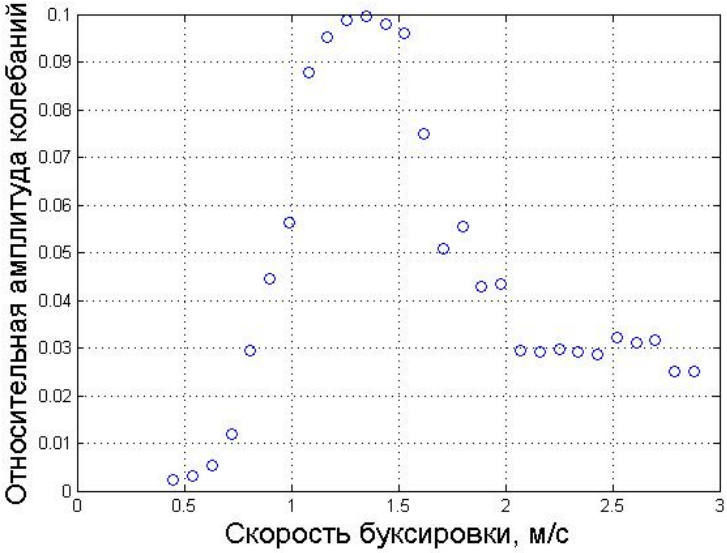


Рисунок 25 – Зависимость относительной амплитуды колебаний от скорости буксировки модели укороченного обтекателя на установке ИРК

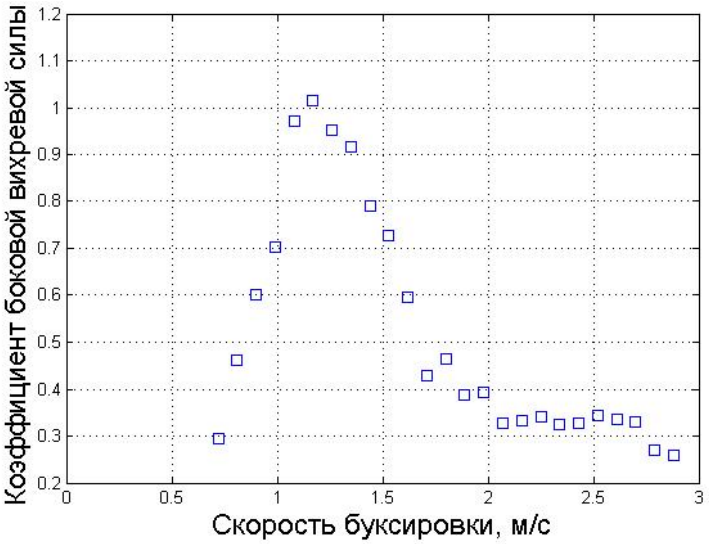


Рисунок 26 – Зависимость коэффициента поперечной нестационарной вихревой силы от скорости буксировки модели укороченного обтекателя на установке ИРК

Нестационарная компонента вихревой силы, выделенная из показаний динамометра описанным выше способом, для случая регулярных одночастотных колебаний может быть записана в следующем виде:

$$F_y = D\sin(\omega t + \theta), \tag{18}$$

или

$$F_y = A\sin(\omega t) + B\cos(\omega t), \tag{19}$$

где D – амплитуда вихревой нестационарной силы, Н; ω – круговая частота, рад/с; θ – фаза между перемещением и силой, рад; A – амплитуда синусной гармоники, Н; B – амплитуда косинусной гармоники, Н.

Поскольку установка ИРК представляет собой простую динамическую систему, ее можно описать дифференциальным уравнением колебаний второго порядка. Решением такого уравнения является функция гармонических перемещений, и ее производные по времени:

$$y = y_0\sin(\omega t)$$

$$\dot{y} = y_0 \omega \cos(\omega t) \tag{20}$$

$$\ddot{y} = -y_0 \omega^2 \sin(\omega t)$$

где y_0 – амплитуда колебаний, м.

Тогда с учетом (20) при колебаниях обтекателя выражение (19) можно записать следующим образом:

$$F_y = \frac{A}{y_0 \omega^2} \ddot{y} + \frac{B}{y_0 \omega} \dot{y}, \tag{21}$$

При определении структуры зависимости вихревой силы от параметров колебаний профиля следует учесть, что на неподвижный обтекатель при различных скоростях буксировки действует периодическая поперечная сила, обусловленная отрывным обтеканием кормовой оконечности [26]:

$$F_y^0 = \frac{1}{2} C_y^0 \rho S_y V_0^2 \cos\left(2\pi f_y t\right), \tag{22}$$

где C_y^0 – коэффициент поперечной вихревой силы, определенный в результате экспериментального исследования неколеблющихся моделей (таблица 3), либо при помощи численных методов расчета. Частота вихревой силы определяется следующим образом:

$$f_y = \frac{\omega}{2\pi}.$$

Частота этой силы в свою очередь зависит от скорости и в широком диапазоне скоростей, далеких от резонанса, хорошо соответствует равенству числа Струхаля его значению для неколеблющегося обтекателя. Для удобства описания частоты был введен параметр, критерий качества $K0$, определяемый как отношение «Струхалевой» частоты (частоты вихревого отрыва с невибрирующего обтекателя) к собственной частоте установки:

$$K0 = \frac{Sn_0 V_0}{B_k f_0}, \tag{23}$$

где Sn_0 – число Струхаля для неколеблющегося обтекателя, определенное при проведении первого этапа испытаний (таблица 3); B_k – ширина торца, м; f_0 – собственная частота установки, Гц.

На рисунке 27 изображена зависимость частоты поперечных колебаний модели А2, отнесенная к собственной частоте системы, от критерия качества. При этом данные, относящиеся к различным длинам пружин, следовательно, к различным собственным частотам системы, ложатся на одну кривую. Это позволяет определить параметр $K0$ как критерий подобия вихревой вибрации, позволяющий использовать результаты экспериментальных исследований, проведенных в опытовом бассейне, для расчета вибрации натурных конструкций.

По графику, изображенному на рисунке 27, видно, что экспериментальную кривую можно условно разделить на три участка: дорезонансный, резонансный и послерезонансный. Внутри резонансного участка происходят максимальные колебания, имеющие характер резонансных, причем частота колебаний не соответствует собственной.

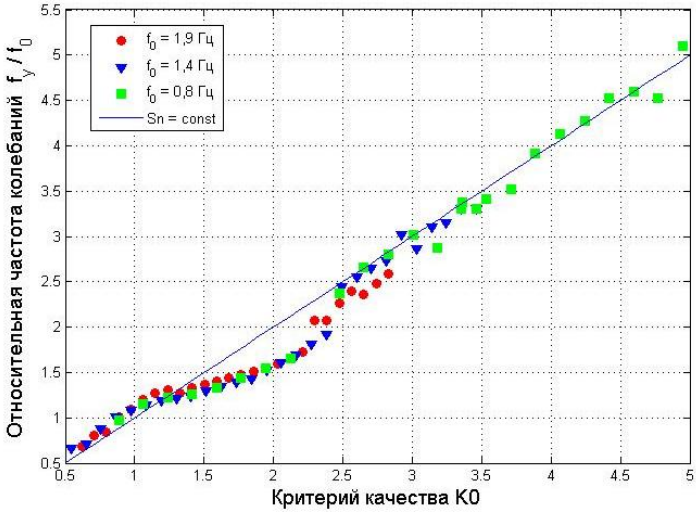


Рисунок 27 – Зависимость относительной частоты колебаний от критерия качества

Было замечено, что колебания модели внутри резонансного диапазона происходят с измененной резонансной частотой, причем эта частота выше собственной частоты, определенной при нулевой скорости буксировки.

При постоянных механических характеристиках установки (жесткости и массы подвижных частей), привести к увеличению резонансной частоты может только уменьшение знаменателя подкоренного выражения:

$$f_0^* = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m+\lambda_{22}-\Delta}}, \tag{24}$$

где Δ – поправочный коэффициент.

Это подтверждает предположение, что нестационарная вихревая сила содержит в себе компоненту $\Delta\ddot{y}$, пропорциональную ускорению. Учитывая, что при интенсивной вибрации обтекатель совершает резонансные колебания, коэффициент при ускорении Δ можно определить по разности между собственной частотой системы (определенной экспериментально при нулевой скорости буксировки) и частотой колебаний обтекателя. Путем несложных выводов выражение для определения коэффициента при ускорении можно записать как:

$$\Delta = \zeta\lambda_{22}\left(1-\left(\frac{f_0}{f_y}\right)^2\right), \tag{25}$$

где ζ – коэффициент массового отношения.

Явление повышения собственной частоты, зарегистрированное ранее для кругового цилиндра, совершающего интенсивные поперечные колебания в потоке жидкости, в некоторых зарубежных источниках [27–30] объясняется изменением присоединенной массы. Подход к описанию явления существенно отличается от предложенного в настоящей работе. По мнению иностранных авторов, коэффициент присоединенной массы зависит от приведенной скорости колебаний [29], либо от относительной амплитуды колебаний [30]. Поскольку в отечественной литературе коэффициент присоединенной массы представляет собой постоянную величину [31], имеет смысл считать, что повышение собственной частоты происходит из-за наличия в вихревой силе инерционной компоненты.

Оказалось, что значения коэффициента при ускорении $\frac{A}{y_0\omega^2}$ из выражения для определения величины вихревой силы (21), определенные

при обработке результатов измерения сил динамометром, совпадают со значениями коэффициента Δ, определенными по разности частот. Это обстоятельство подтверждает правильность сделанного предположения. На рисунке 28 приведены сравнения экспериментально определенных зависимостей нормированного коэффициента при ускорении от скорости буксировки модели.

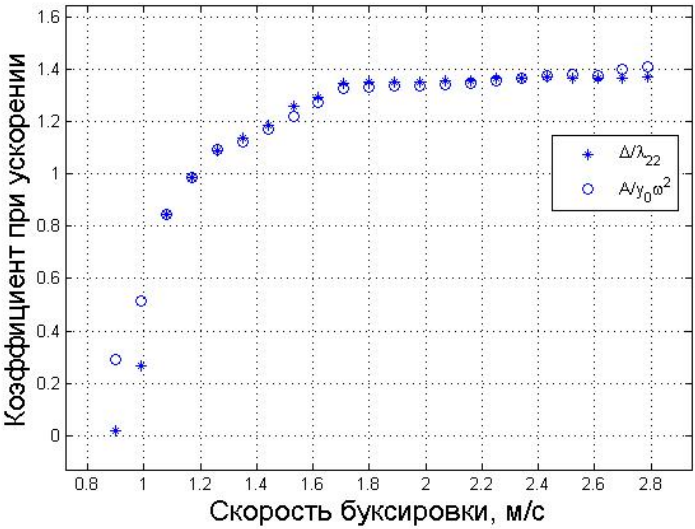


Рисунок 28 – Сравнение коэффициента при ускорении в выражении вихревой силы, определенного различными способами

Судя по единому результату, к которому можно подойти двумя способами, вихревая нестационарная сила содержит в себе «синусную» инерционную компоненту, пропорциональную ускорению колебаний, которая может изменить резонансную частоту установки. Но кроме этой составляющей, сила вихревого отрыва содержит также компоненту «косинусную», пропорциональную скорости колебаний. По результатам испытаний оказалось, что зависимость выделенной таким образом оставшейся компоненты *B* от относительной скорости вибрации является практически линейной (рисунок 29), по крайней мере при малых амплитудах колебаний. Существенным является и то, что тангенс

угла наклона этой зависимости по модулю оказывается равным стационарной производной по углу дрейфа C_y^{β}.

Коэффициенты при компонентах вихревой силы, зависящие от параметров колебаний, в свою очередь являются функциями формы и зависят от геометрических характеристик укороченных обтекателей.

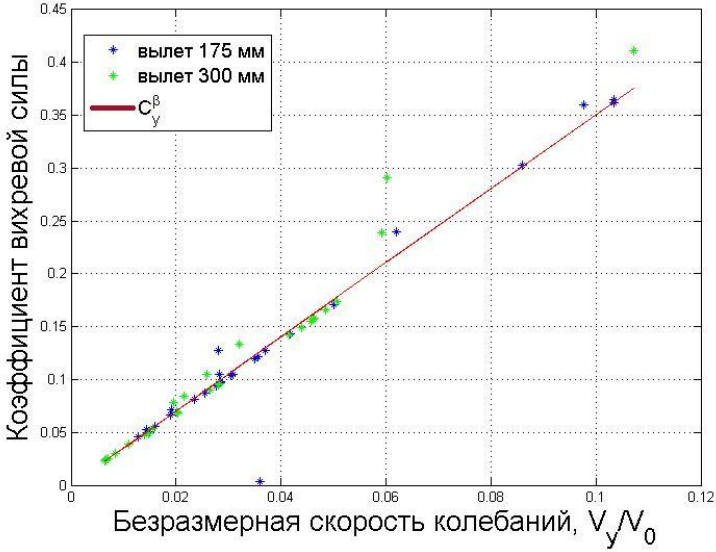


Рисунок 29 – Зависимость компоненты поперечной вихревой силы от безразмерной скорости вибрации при различных значениях длины пружин

Из рисунка 27, как уже было сказано, следует, что рассматриваемую кривую целесообразно разделить на три участка и определить ключевые точки разделения, соответствующие границам начала и конца резонансной зоны:

- дорезонансный участок – критерий качества $K0 < K_н$;
- резонансный участок – $K_н < K0 < K_в$;
- послерезонансный участок – $K0 > K_в$,

где $K_н$ и $K_в$ – соответствуют нижней и верхней границе захвата частоты соответственно. Как показал эксперимент, эти границы индивидуальны

для каждого обтекателя. Вне резонансного диапазона кривая зависимости частоты вихревой силы ложится на прямую, соответствующую частоте, которая вычисляется посредством числа Струхаля Sn_0 – безразмерной частоты отрыва вихрей с неколеблющегося обтекателя. Внутри же резонансного участка кривая достаточно хорошо аппроксимируется полиномом второй степени. Таким образом, частоту возмущающей силы можно записать в виде кусочно-непрерывной функции, состоящей из трех участков. Разница между прямой и кривой на среднем участке характеризует изменение частоты колебаний. Частота колебаний f_y, при $f_y > \frac{Sn_0 \cdot V_0}{B_k}$, определяется как:

$$f_y = \frac{Sn_0 \cdot V_0}{B_k}, \tag{26}$$

а в остальных случаях:

$$f_y = f_0(b_1 + b_2 \cdot K0 + b_3 \cdot K0^2), \tag{27}$$

где b_1, b_2, b_3 – параболические коэффициенты.

Значения параболических коэффициентов определялись путем анализа экспериментальных точечных значений внутри резонансного диапазона методом наименьших квадратов с использованием нелинейной регрессионной модели.

При дальнейшем анализе результатов эксперимента оказалось, что коэффициенты b_1, b_2, b_3 являются функциями формы профилей укороченных обтекателей. Зависимости этих коэффициентов от относительных геометрических параметров для всех испытанных обтекателей приведены в разделе 3 настоящей диссертации.

Задаваясь значениями параболических коэффициентов, нетрудно определить в таком случае границы резонансной зоны $K_н$ и $K_в$, которые в свою очередь является точками пересечения прямой (Sn = const) и параболы (формула (27)). Если раскрыть значения параметров:

$$K_н = \frac{Sn_0 V_н}{B_k f_0}, \tag{28}$$

$$K_в = \frac{Sn_0 V_в}{B_k f_0}, \tag{29}$$

то задача определения границ резонансной зоны сводится к определению скорости начала резонансного участка ($V_н$) и скорости его окончания ($V_в$). Эти значения являются корнями следующего квадратичного уравнения:

$$f_0\left(b_1 + b_2\frac{Sn_0V_0}{B_kf_0} + b_3\left(\frac{Sn_0V_0}{B_kf_0}\right)^2\right) = \frac{Sn_0V_0}{B_k}, \quad (30)$$

Опуская процедуру вывода формул для определения корней этого уравнения, запишем:

$$V_в = \frac{B_kf_0\left(\sqrt{b_2^2-2b_2-4b_1b_3+1}-b_2+1\right)}{2Sn_0b_3}, \quad (31)$$

$$V_н = -\frac{B_kf_0\left(\sqrt{b_2^2-2b_2-4b_1b_3+1}+b_2-1\right)}{2Sn_0b_3}. \quad (32)$$

Как указывалось ранее, результаты эксперимента показали, что в режиме резонанса «косинусная» составляющая вихревой силы по модулю равна гидродинамическому сопротивлению поперечным колебаниям обтекателей. В то же время, в режимах вынужденной вихревой вибрации (далеких от резонансного диапазона), обтекатель должен гасить вибрацию. При сделанных предположениях, эта компонента поперечной нестационарной силы, при условии попадания скорости буксировки в диапазон резонансных скоростей, может быть записана как:

$$F_y^{cos} = \left(1 - \left(\left(V_0 - \frac{V_н+V_в}{2}\right)\frac{2}{V_н-V_в}\right)^8\right)C_y^\beta\frac{\rho}{2}S_y\dot{y}V_0 \text{ при } V_н < V_0 < V_в \quad (33)$$

Вне указанного диапазона скоростей эта компонента вихревой нестационарной силы принимается равной нулю.

Произведенные расчетные исследования [32] показывают, что на плохообтекаемое тело, совершающее малые вынужденные поперечные колебания в потоке жидкости с частотой, удаленной от частоты вихревого отрыва, действуют две составляющие поперечной гидродинамической силы – одна с частотой отрыва вихрей, другая с частотой вынужденных колебаний (рисунок 30).

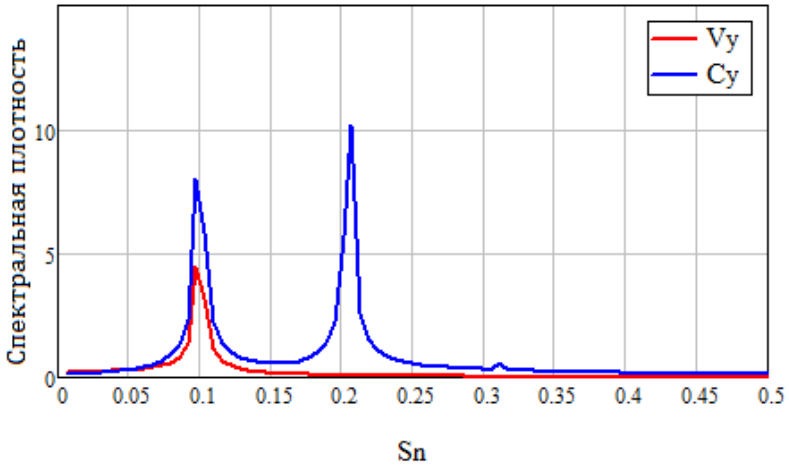


Рисунок 30 – Спектр поперечной скорости и нестационарной поперечной силы при aV_y/V_o=0,2, безразмерная частота вынужденных колебаний $Sn_в$=0,1

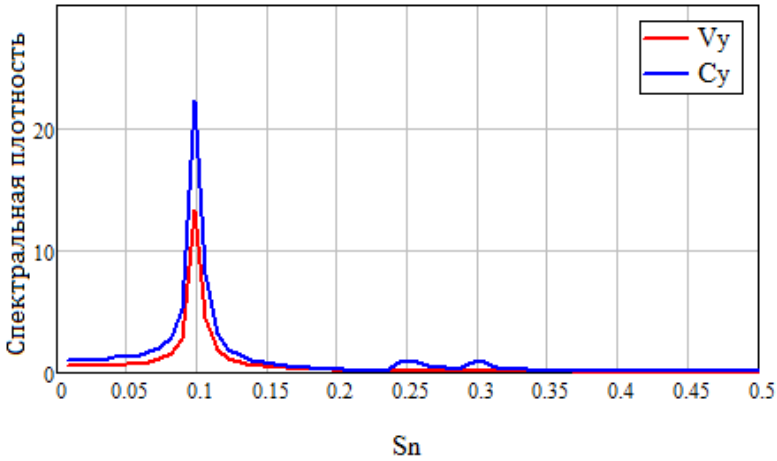


Рисунок 31 – Спектр поперечной скорости и нестационарной поперечной силы при aV_y/V_o=0,8, безразмерная частота вынужденных колебаний $Sn_в$=0,1

Если вторая компонента обусловлена гидродинамическим сопротивлением профиля, то первая имеет место, как в отсутствии колебаний, так и при их наличии. Стоит отметить, что с ростом амплитуды вынужденных колебаний, компонента силы, обусловленная вихревым отрывом, угасает по сравнению с компонентой гидродинамического сопротивления, поскольку она линейно зависит от амплитуды поперечной скорости (рисунок 31). Это обстоятельство необходимо учитывать при записи сил, действующих на находящееся в потоке жидкости тело вне резонансного диапазона.

Таким образом, выражение для определения поперечной нестационарной вихревой силы можно записать в следующем виде:

$$F_y^{\text{вих}} = \begin{cases} C_y^0 \frac{\rho S_y V_0^2}{2} \cos(2\pi f_y t) + \zeta \lambda_{22} \left(1 - \left(\frac{f_0}{f_y}\right)^2\right) \ddot{y} + \left(1 - \left(\left(V_0 - \frac{V_н + V_в}{2}\right) \frac{2}{V_н - V_в}\right)^8\right) C_y^\beta \frac{\rho}{2} S_y V_0 \dot{y}, \text{при } V_н < V_0 < V_в \\ C_y^0 \frac{\rho S_y V_0^2}{2} \cos(2\pi f_y t) + \zeta \lambda_{22} \left(1 - \left(\frac{f_0}{f_y}\right)^2\right) \ddot{y}, \text{при } V_н > V_0 \text{ или } V_0 > V_в \end{cases} \quad (34)$$

Что касается продольной вихревой силы, учитывая, что продольная и поперечная вибрации вызываются силами одной природы, обусловленными отрывным обтеканием торца обтекателя, логично предположить, что и особенности продольной вихревой вибрации будут аналогичны поперечной [33].

Во-первых, это означает, что продольная вибрация конструкций с укороченными обтекателями всегда будет иметь место.

Во-вторых, эта вибрация также будет иметь резонансный характер, и вызываться нестационарной силой, которая действует даже на неколеблющийся обтекатель. Частота этой силы соответствует условию

$$f_x = 2f_y, \quad (35)$$

а безразмерный коэффициент слабо зависит от числа Рейнольдса (рисунок 6). Если резонансные диапазоны по продольной и поперечной вибрации не накладываются друг на друга, сила, вызывающая продольную вихревую вибрацию, может быть записана как:

$$F_x^0 = dC_x \frac{\rho S_x V_0^2}{2} \cos\left(4\pi f_y t\right), \quad (36)$$

где dC_x – амплитуда коэффициента нестационарной прибавки к коэффициенту силы лобового сопротивления, определенная по результатам первого этапа испытаний (таблица 3).

Помимо вихревой силы, на обтекатель также действует квазистационарное лобовое гидродинамическое сопротивление, определяемое по формуле (13), которое с учетом вибрации можно записать как:

$$F_X = C_x^0 \frac{\rho S_x}{2} V_x^2, \tag{37}$$

Или, раскрывая значение V_x,

$$F_X = C_x^0 \frac{\rho S_x}{2} (V_0 + \dot{x})^2 \tag{38}$$

Следуя логике, примененной к поперечной составляющей вихревой силы, запишем продольную нестационарную составляющую, зависящую от параметров продольной вибрации:

$$F_x^n = C_x^0 \frac{\rho S_x}{2} (2V_0\dot{x} + \dot{x}^2) \tag{39}$$

При проведении исследований на установке ИРК было установлено, что величина продольной нестационарной силы зависит, в том числе, от интенсивности поперечной вибрации. Это означает, что необходимо учитывать нестационарную прибавку к силе сопротивления, зависящую от интенсивности поперечной вибрации. Эту зависимость можно записать в следующем виде:

$$F_x^{\bar{y}} = C_x^{\bar{y}} \frac{\rho S_x}{2} \dot{y}^2, \tag{40}$$

где коэффициент $C_x^{\bar{y}}$ является функцией формы обтекателя. Анализ экспериментальных данных показал, что этот коэффициент обратно пропорционален относительной ширине торца обтекателя, независимо от типа носовой оконечности. На рисунке 32 приведен график зависимости коэффициента $C_x^{\bar{y}}$ от относительной ширины торца, определяемой как отношение ширины торца к хорде обтекателя.

Ввиду малости коэффициента присоединенной массы в продольном направлении λ_{11}, компонентой вихревой силы, пропорциональной ускорению допустимо пренебречь. Тогда границы резонансного диапазона

для продольной вибрации можно определить по диапазону резонансных чисел Струхаля, равному:

$$0{,}3 < Sn < 0{,}32,$$

с учетом условия (35).

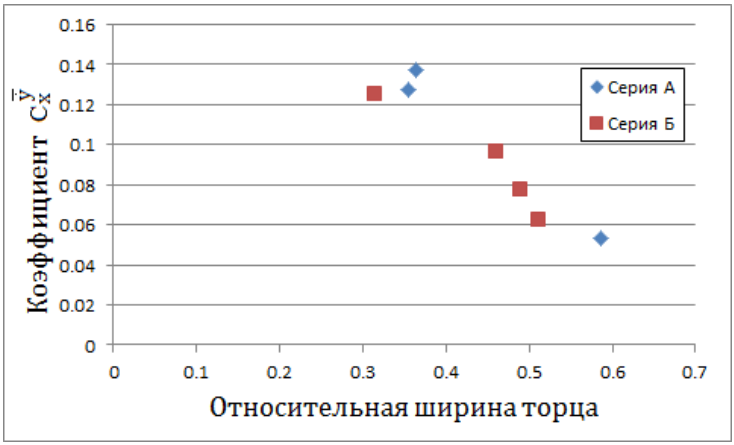


Рисунок 32 – Зависимость коэффициента $C_x^{\bar{y}}$ от относительной ширины торца

Принимая во внимание все изложенное выше, нестационарную вихревую продольную силу можно записать в следующем виде:

$$F_x^{\text{вих}} = \begin{cases} dC_x \frac{\rho S_x V_0^2}{2} \cos(4\pi f_y t) + C_x^0 \frac{\rho S_x}{2} (2V_0\dot{x} + \dot{x}^2) + C_x^{\bar{y}} \frac{\rho S_x}{2} \dot{y}^2 \text{ при } 0{,}3 < \text{Sn} < 0{,}32 \\ dC_x \frac{\rho S_x V_0^2}{2} \cos(4\pi f_y t) + C_x^{\bar{y}} \frac{\rho S_x}{2} \dot{y}^2 \text{ при } 0{,}3 > \text{Sn или Sn} > 0{,}32 \end{cases} \quad (41)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных испытаний было установлено, что оснащение элементов протяженных конструкций укороченными обтекателями заметно снижает их лобовое сопротивление и интенсивность вихревой вибрации. Однако и при наличии таких обтекателей возникновение вихревой вибрации возможно.

Если обтекание происходит в диапазоне скоростей, когда $K0$ лежит в пределах от $K_н$ до $K_в$, то интенсивность поперечной вибрации становится заметной, и в натурных условиях, из-за высокой частоты срыва вихрей, возможно превышение значений перегрузок и напряжений, допустимых по пределу усталости. Исходя из этого, оценка параметров вихревой вибрации конструкций с укороченными обтекателями является обязательной. Параметры обтекателей и режимы обтекания должны выбираться такими, чтобы значения параметра $K0$ лежали вне указанного выше диапазона, что обеспечивает практически отсутствие интенсивной вихревой вибрации.

Проведенные испытания показали, что интенсивная вихревая вибрация вызывает появление значительных продольных сил, которые заметно увеличивают нагрузки на конструкции и вызывают продольную вибрацию. При отсутствии поперечной вибрации вихревые продольные силы также малы. В связи с этим, для обеспечения благоприятных условий работы следует обеспечивать непопадание эксплуатационных скоростей потока в резонансный диапазон по поперечной вибрации не только с точки зрения устранения поперечной, но и продольной вибрации.

В результате проведенных расчетных и экспериментальных исследований динамики и гидродинамики укороченных обтекателей элементов протяженных конструкций были получены формулы для описания нестационарных сил, вызывающих вихревую вибрацию обтекателей. Также были определены коэффициенты гидродинамических сил и числа Струхаля, соответствующие натурным числам Рейнольдса. Таким образом, расчетно-экспериментальные исследования гидродинамики укороченных обтекателей позволили получить информацию, не-

обходимую для разработки как рекомендаций по выбору формы поперечных сечений укороченных обтекателей, так и методов расчета параметров вихревой вибрации различных протяженных конструкций и элементов объектов океанотехники.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Григоров М. Ю., Зайцев В. Н., Тюшкевич В. В. Экспериментальная оценка гидродинамических характеристик и виброподверженности укороченных обтекателей мачтовых устройств // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2015. – № 88 (372) – С. 149.

2. Девнин С. И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций: Справочник. – Л.: Судостроение, 1983. – 320 с.

3. Анализ существующих материалов по вихревой вибрации мачтовых устройств и разработка расчетных методов определения нестационарных гидродинамических характеристик изолированных мачтовых устройств и устройств, используемых в группе: отчет о НИР – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Выпуск № 47963. 2014. – 118 с.

4. Григоров М. Ю., Егорова Т. Б., Зайцев В. Н., Зеленский Б. М., Тюшкевич В. В. «Метод экспериментального исследования вихревой вибрации элементов протяженных морских систем» // Труды Крыловского государственного научного центра, № 88, 2015 г.

5. Pan Z. Y., Cui W. C., Miao Q. M., 2007. Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder at low mass-damping using RANS code. Journal of Fluids and Structures 23, p. 23–37.

6. Feymark A., Alin N., Bensow R., Fureby C., 2010. LES of an Oscillating Cylinder in a Steady Flow. 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 4–7 January 2010, Orlando, Florida.

7. Williamson C. H. K., 2011. Vortex-induced vibration: universal phenomena in diverse viv systems. Final report of research on onr grant N00014-07-1-0303.

8. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / Белов А. И., Исаев С. А. – СПб.: Изд-во Балт. гос. тех. ун-т «Военмех», 2001 – 108 с.

9. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие / Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Щур М. Л. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.

10. Ferziger J. H. “Recent Advances in Large Eddy Simulation”, Engineering Turbulence Modelling and Experiments 3, W. Rodi and G. Bergeles (Editors), 1996, Elsevier, pp. 163–176.

11. Strelets M. “Detached eddy simulation of massively separated flows”, AIAA Paper 2001-0879.

12. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости. – М.: Мир, Т. 1, 502 с., Т. 2, 552 с.

13. Zahari M. A., Dol S. S. Application of Vortex Induced Vibration Energy Generation Technologies to the Offshore Oil and Gas Platform: The Preliminary Study, 2014, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol: 8, No: 7.

14. Catalano P., Wang M., Iaccarino G., Moin P., Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers, Internat. J. of Heat and Fluid Flow 2003, 24, 463–469.

15. Короткин А. И. О трехмерном характере поперечного обтекания кругового цилиндра. – Ученые записки ЦАГИ. IV, 1973 – № 5.

16. Bosch G., Rodi W., Simulation of vortex shedding past a square cylinder with different turbulence models, International Journal of Numerical Methods of Fluids 1998, 28, 601–616.

17. Jarza A., Podolski M., Turbulence structure in the vortex formation region behind a circular cylinder in lock-on conditions, European Journal of Mechanics B/Fluids 2004, 23, 535–550.

18. Gnatowska R. Numerical analysis of oscillating flow around a cylinder, Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics 2014, 13(3), 59–66.

19. Щур Н. А. Численное исследование свободных вынужденных колебаний тел в потоке: дис. … канд. ф.-м. наук: 01.02.05. – СПб, 2007. – 104 с.

20. Григоров М. Ю. «Оценка возможности решения гидроупругих задач современными CFD пакетами» // Труды Крыловского государственного научного центра, № 88, 2015 г.

21. Григоров М. Ю., Егорова Т. Б., Зайцев В. Н., Зеленский Б. М., Тюшкевич В. В. «Экспериментальное исследование вихревой вибрации укороченных обтекателей мачтовых устройств» // Труды Крыловского государственного научного центра, № 92, 2016 г.

22. Григоров М. Ю. «Анализ гидродинамических сил, вызывающих вихревую вибрацию укороченных обтекателей» // Труды Крыловского государственного научного центра, № 93, 2016 г.

23. Барнштейн М. Ф. Аэродинамическая неустойчивость высоких сооружений и гибких конструкций. Динамический расчет сооружений на специальные воздействия – М.: Стройиздат, 1981. – С. 80–91.

24. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов. – 2-е изд. – СПб.: Питер, 2006. – С. 751.

25. Дьяконов В. П. MATLAB 6.5 SP1/7.0 + Simulink 5/6. Обработка сигналов и проектирование фильтров. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – С. 576.

26. Федяевский К. К. Гидроаэродинамика отрывного обтекания тел. – М.: Машиностроение, 1977.

27. Rahman M. Evaluation of added mass and damping coefficient of an oscillating circular cylinder. Appl. Math. Modelling, 1993, Vol. 17, p. 70–79.

28. Morse T. L. Investigating phenomena in vortex-induced vibration of a cylinder using controlled vibration. A Dissertation Presented to the Faculty of the Graduate School of Cornell University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy, 2009.

29. Dirceu L. R. B. An empirical model for vortex-induced vibrations. California Institute of Technology, Pasadena, 1983.

30. Vandiver J. K. Experimental study of excited circular cylinder in current. OMAE, 1997.

31. Короткин А. И. Присоединенные массы судостроительных конструкций. – СПб.: Мор Вест, 2007.

32. Григоров М. Ю. Расчет нестационарной поперечной силы на колеблющемся круговом цилиндре в ламинарном потоке жидкости // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – 2012. – № 69 (353) – С. 105.

33. Девнин С. И. Аэрогидродинамический расчет плохообтекаемых судовых конструкций – Л.: Судостроение, 1967 – С.180.