

Норьков Евгений Сергеевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК
ДЕМПФИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ВИБРАЦИИ СУДОВ С УЧЕТОМ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ВОЛНОВОЙ И ВЯЗКОСТНОЙ ПРИРОДЫ**

Специальность 05.08.01 – Теория корабля и
строительная механика

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

Санкт-Петербург

2015

Работа выполнена в ФГУП «Крыловский государственный научный центр».

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Г.Б. Крыжевич.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор В.А. Санников,

кандидат технических наук, М.Ю. Миронов.

Ведущая организация: ФГКВОУ ВПО «ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия им. Н.Г. Кузнецова».

Защита диссертации состоится «__» _____ 2015 г. в __ часов на заседании диссертационного совета Д 411.004.01 при ФГУП «Крыловский государственный научный центр» по адресу: 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44.

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

Автореферат разослан «__» _____ 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук

Л.И. Вишневский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

С ростом скорости судна наблюдается тенденция к увеличению интенсивности гидродинамических сил, обусловленных взаимодействием корпуса с морскими волнами. Эти силы вызывают волновую вибрацию, которая, в свою очередь, неблагоприятно сказывается на прочности и усталостной долговечности судов. Существуют многочисленные программные комплексы на базе МКЭ для расчета частот и форм колебаний конструкций, однако отсутствуют надежные методы и программы для расчета вынужденной общей вибрации судов. Точность расчета вынужденной общей вибрации судов в большой степени зависит от достоверности оценки гидродинамических сил при вибрации, и, в особенности, от точности определения сил гидродинамического демпфирования. В большей мере сказанное относится к расчетам резонансных режимов вибрации на частотах, соответствующих низшим тонам колебаний.

В настоящей работе показано, что учет такого явления, как гидродинамическое демпфирование, обусловленное вызванными ходом судна силами волновой и вязкостной природы, а также вихреобразованием, очень часто сильно влияет на общую вибрацию корпуса судна и его конструкций. Особенно важен учет гидродинамического демпфирования волновой и вязкостной природы при анализе волновой вибрации судов переходного режима движения и высокоскоростных судов.

Цель работы

Целью диссертационной работы является оценка влияния гидродинамических сил сопротивления воды движению судна, имеющих волновую и вязкостную природу, на демпфирование общей вынужденной вибрации судов (включая суда переходного режима движения и глиссирующие суда) и разработка практических методов расчета сил гидродинамического сопротивления общей вибрации.

Методы исследования

Для решения задач, поставленных в диссертационной работе, были привлечены методы теории вибрации корабля, экспериментальные методы строительной механики корабля, а также методы численной гидродинамики. Методика учета сил гидродинамического демпфирования основана на методах решения задач строительной механики корабля и гидродинамики.

Научная новизна

При выполнении диссертационной работы получены следующие результаты, обладающие научной новизной:

1) впервые разработан верифицированный метод численного расчета характеристик демпфирования общей вибрации судна с учетом гидродинамических сил сопротивления воды движению судна, имеющих волновую и вязкостную природу;

- 2) установлена связь между силами сопротивления воды движению судна и силами, вызывающими демпфирование общей вибрации;
- 3) впервые получены результаты численного анализа влияния скорости судна, тона колебаний, формы поперечного сечения судна, формы скуловых килей и относительной осадки на характеристики демпфирования, вызванного гидродинамическими силами волновой и вязкостной природы.

Практическая ценность

В результате диссертационного исследования разработан метод расчета амплитуд вынужденной общей вибрации судов (включая суда переходного режима движения и высокоскоростные суда), обладающий повышенной точностью благодаря учету сил гидродинамического сопротивления волновой и вязкостной природы. Разработаны практические методы расчета характеристик гидродинамического демпфирования.

Реализация результатов работы

Полученные результаты работы были использованы лабораторией прочности и надежности конструкций ФГУП «Крыловский государственный научный центр» при выполнении ОКР «Процессор-Плюс» и ОКР «Синтез» в 2012г., а также в учебном процессе при подготовке студентов по специальности «Прикладная механика» в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете при чтении курса «Гидроаэроупругость». Разработана программа для ЭВМ «Программа расчета гидродинамических сил, действующих на плоский контур, который совершает вертикальные гармонические колебания на поверхности жидкости», на которую получено свидетельство о государственной регистрации №2011618708.

Использование полученных результатов позволяет достоверно оценивать роль гидродинамического демпфирования волновой и вязкостной природы при расчетах амплитуд вынужденной вибрации судов.

Апробация работы

Основные положения и результаты докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях:

- 1) IX молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее - 2011» (СПб, ФГУП «ЦКБ МТ «Рубин», май 2011 г.);
- 2) VI международной конференции «Военно-морской флот и судостроение в современных условиях» (NSN'2011, СПб, июнь 2011 г.);
- 3) II Всероссийской научно-технической конференции "Суперкомпьютерные технологии" (СКТ-2012, с. Дивноморское Геленджикского района Краснодарского края, сентябрь 2012 г.);
- 4) Научно-технической конференции, посвященной памяти проф. П.Ф. Папковича (СПб, ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова», декабрь 2012 г.);
- 5) VII международной конференции «Военно-морской флот и судостроение в современных условиях» (NSN'2013, СПб, июль 2013 г.);
- 6) XI международной конференции и выставки по освоению ресурсов нефти и газа Российской арктики и континентального шельфа стран СНГ (RAO/CIS Offshore 2013, СПб, сентябрь 2013 г.);

7) научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти академика Ю. А. Шиманского (СПб, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», декабрь 2013 г.);

8) XX международном симпозиуме «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г.Горшкова (Ярополец, февраль 2014 г.);

9) XXVII сессии Российского акустического общества, посвященной памяти ученых-акустиков ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А. В. Смольякова и В. И. Попкова (СПб, апрель 2014 г.);

10) XXVI Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов МИКМУС ИМАШ РАН (Москва, декабрь 2014 г.).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 11 работ. Из них 2 работы в личном авторстве, доля автора в остальных – 50%. В изданиях, определяемых Перечнем ВАК РФ, опубликовано 4 статьи. Получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Работа содержит 99 страниц печатного текста, включает 30 рисунков, 16 таблиц и 78 литературных ссылок.

Основные результаты, выносимые на защиту

1. верифицированный метод расчета амплитуд вынужденной общей вибрации судов с учетом ее демпфирования гидродинамическими силами волновой и вязкостной природы, позволяющий повысить точность расчетов волновой вибрации до 30 %;
2. результаты численного анализа влияния скорости судна, тона колебаний, формы поперечного сечения судна, формы скуловых килей и относительной осадки на характеристики демпфирования, вызванного гидродинамическими силами волновой и вязкостной природы. Установлены диапазоны сильного влияния перечисленных факторов на амплитуды общей вынужденной вибрации судов;
3. практический метод расчета гидродинамических сил сопротивления общей вибрации судов (включая суда переходного режима движения и глиссирующие суда), основанный на использовании приближенных формул, позволяющих упростить и ускорить выполнение расчетов общей вибрации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, формулируются цели и основные задачи исследований, приведена история вопроса определения гидродинамических сил сопротивления общей вынужденной вибрации судов, представлена структурная схема диссертационной работы.

В настоящее время силы сопротивления вибрации судна, не имеющего хода, изучены достаточно хорошо. В отечественном судостроении первые исследования, касающиеся вынужденной вибрации и сил сопротивления, были

проведены А.Н. Крыловым еще в 1900 году. Стоит отметить работы следующих авторов, связанные с гидроупругой постановкой задач вибрации судна: С.К. Дорофеев, Ф. Льюис, Т. Кумаи, К. Мацура, Д.М. Ростовцев и С.В. Сочинский. Этими авторами рассмотрены методы учета влияния жидкости и пространственного характера ее течения на вибрацию судна. Большой вклад к проблемам гидроупругости, решаемым с помощью численных методов сделан О. Зенкевичем. Он впервые показал эффективность использования метода конечных элементов для решения связанных задач о колебаниях твердого деформируемого тела и жидкости. В последующие годы численные методы развивали Д.М. Ростовцев, В.А. Постнов, В.И. Поляков, Г.Б. Крыжевич, М.Ю. Миронов, Ю.В. Гурьев, Н.Ф. Ершов и Г.Г. Шахверди, А.Г. Таубин, К. Бребиа, Ж. Телеса и Л. Вроубел, Ю. Матсура и К. Арима, П. Орсеро и Дж. Арманда и др.

Изучением нагрузок, вызывающих динамический изгиб корпуса водоизмещающего судна и его волновую вибрацию занимались в своих работах М.А. Бельгова, Г.В. Бойцов, Г.В. Бойцов и С.Г. Вагенгейм, К. Бребиа и С. Уокер, Д.М. Ростовцев, О.Н. Рабинович, О.А. Осипов, Г.С. Чувиковский, М.А. Кудрин и др. Однако в этих работах оценка сил сопротивления вибрации произведена без учета влияния скорости хода и формы корпуса судна. Этот пробел в известной степени устранен в работах Г.Б. Крыжевича, установившего характер влияния транцевой оконечности скоростных судов на силы сопротивления вибрации.

Однако для движущихся судов силы сопротивления вибрации изучены мало. В число немногочисленных работ, посвященных изучению вибрации судов, движущихся по тихой воде можно отнести следующие: В.А. Египко, Д.М. Ростовцев, В.А. Родосский, Е.Н. Щукина, которые рассматривали только местную вибрацию простых элементов корпуса в потоке жидкости, вызванном ходом судна.

С увеличением скорости хода судна появляются гидродинамические силы волновой и вязкостной природы, которые могут существенно влиять на результаты расчетов общей вибрации судов. В настоящее время нет достоверных сведений о количественном влиянии этих сил на амплитуды вынужденной вибрации судна и отсутствуют практические методы расчета сил сопротивления общей вибрации. Эти обстоятельства являются важной причиной появления погрешностей при оценке амплитуд вынужденной вибрации скоростных и высокоскоростных судов.

Методами оценки сил сопротивления общей вибрации занимались Ю.Н. Шавров, Э.И. Иванюта, Ю.А. Шиманский. Однако характер влияния скорости хода судна на сопротивление общей вибрации эти авторы не выявили.

Стоит отметить работы Таранухи Н.А. и Журбиной И.Н., которые посвящены анализу влияния сил вязкостной природы в расчетах вибрации пластин. В их работах утверждается, что гидродинамическое демпфирование колебаниям, а точнее его вязкостная составляющая, играет решающую роль в сопротивлении вибрации, как для движущегося судна, так и для судна без хода. Однако в этих работах особый интерес представляют количественные оценки только для замеренных в эксперименте сил сопротивления вибрации консольно закрепленных пластин, совершающих колебания в жидкости. Попытки численного анализа сил

вязкостного сопротивления жидкости вибрации корпуса судна пока не привели к появлению достоверных методов расчета этих сил. Также отсутствуют рекомендации по использованию приближенных методов определения сил сопротивления вибрации.

Представляются перспективными методы численного определения гидродинамических сил сопротивления вибрации. Поэтому при разработке этих методов полезен учет большого вклада, внесенного коллективом ученых под руководством Лобачева М.П. В частности их работы посвящены развитию методов численного решения задач гидродинамики и анализу влияния моделей турбулентности на расчеты вязкостного сопротивления судов.

В целом диссертационная работа посвящена разработке практических методов расчета сил гидродинамического сопротивления волновой и вязкостной природы общей вибрации судов (включая суда переходного режима движения и быстроходные суда) (рис.1).



Рис.1. Структурная схема диссертационной работы

Внедрение этих методов в практику связано с реализацией двух направлений. Во-первых, с разработкой методики оценки характеристик демпфирования на основе результатов численного моделирования, которую можно разбить на две составляющие: гидродинамическое демпфирование при продольном

обтекании корпуса и гидродинамическое демпфирование при поперечном обтекании корпуса. Более подробно решение этих задач рассмотрено в главах 2 и 3 соответственно. Во-вторых, необходимо разработать рекомендации по использованию численных методов для определения сил гидродинамического демпфирования вибрации. Для этого было решено несколько тестовых задач и примеров, в том числе продольное обтекание неподвижного корпуса судна переходного режима движения и обтекание цилиндра с отрывом вихрей. В ходе решения представленных задач были получены рекомендации по использованию параллельных вычислений и формированию конечно-элементных сеток для последующих задач. После верификации рассматриваемых задач проведен анализ влияния конструктивных факторов и скорости хода судна на характеристики гидродинамического демпфирования. Затем предложен практический метод расчета характеристик гидродинамического демпфирования вибрации. В итоге проведена оценка достоверности полученных результатов путем сопоставления их с имеющимися результатами испытаний физической модели.

В первой главе приведена общая схема определения характеристик гидродинамического демпфирования. Рассмотрены силы сопротивления жидкости ходу судна и демпфирование общей вибрации.

При расчетах вибрации движущихся судов обычно пренебрегают потерями энергии в жидкости, либо учитывают их недостаточно корректно. Это связано с тем, что во внимание не принимаются гидродинамические силы волновой и вязкостной природы, влияющие на рассеяние энергии при общей вибрации. К факторам, влияющим на эти силы, относятся скорость судна, формы его оконечностей, наличие скуловых килей и т.д. Это происходит ввиду сложности изучения проблемы гидродинамического демпфирования и отсутствия практических рекомендаций по учету такого явления. Однако гидродинамические силы демпфирования сильно влияют на низкочастотные резонансные режимы вибрации судов переходного режима движения и высокоскоростных судов. В работах Г.Б.Крыжевича развит новый подход к оценке вибрационных характеристик скоростных судов с учетом гидродинамического демпфирования судна с транцевой кормовой оконечностью.

В дополнение к внутренним потерям в конструкциях и системах судна, которые имеют большое значение при анализе вибрационных характеристик тихоходного судна выделим гидродинамические силы, возникающие при движении судна. Эти гидродинамические силы можно разбить на несколько составляющих:

1. транцевое демпфирование, учет которого важен для быстроходных судов;
2. волновое и вязкостное сопротивление колебаниям (зависит от распределения силы сопротивления воды движению судна по его длине), в дальнейшем будем называть его дополнительным демпфированием продольным потоком;
3. вязкостное демпфирование, возникающее при поперечном обтекании судна, в дальнейшем будем называть его демпфированием поперечным потоком.

Сопротивление воды ходу судна можно представить в виде некоторой распределенной по длине судна (погонной) силы, зависящей от числа Фруда

$F_n = v / \sqrt{g^3 \sqrt{V}}$ (V - объемное водоизмещение судна, v - скорость судна), числа Рейнольдса Re и относительной продольной координаты судна $x = x_s / L$ (x_s - абсцисса поперечного сечения судна, L - длина между перпендикулярами)

$$r(x) = \zeta(F_n, Re, x) \rho \frac{v^2}{2} l(x),$$

где l - длина смоченной части шпангоута в рассматриваемом поперечном сечении; ρ - плотность жидкости; ζ - безразмерная характеристика распределения силы сопротивления по длине судна, определяемая методами численной гидродинамики или приближенным способом с использованием концепции эквивалентной пластины.

При оценке гидродинамических сил сопротивления общей вибрации ограничимся постановкой линейной задачи. При деформировании корпуса, обусловленном общей вибрацией, происходит процесс непрерывного изменения положения нейтральной оси балки. При наличии общей вибрации распределенная сила $r(x)$ несущественно изменяется по величине, но заметно изменяет свое направление (на угол $\alpha = \partial w / \partial x + \dot{w} / v$, где $w(x)$ - смещение корпуса судна при изгибных колебаниях в вертикальной плоскости).

Кроме того, демпфирование упругих колебаний корпуса вызывается силой вязкостной природы, возникающей при движении поперечного сечения поперек потока жидкости. Эту силу можно выразить следующей зависимостью

$$r_n = c_n(x) \partial w / \partial t,$$

где c_n - коэффициент трения, соответствующий поперечному обтеканию судна.

Этот коэффициент зависит от габаритов и формы поперечного сечения судна и резко возрастает при наличии в сечении скуловых килей. На его величину оказывает влияние и скорость хода судна (число Re), определяющая качественные и количественные характеристики пограничного слоя.

Суммарная погонная сила демпфирования вибрации равна

$$r_{\Sigma} = \frac{1}{2} \zeta \rho v l(x) (v \partial w / \partial x + \dot{w}) + c_n \dot{w}. \quad (1)$$

Решение уравнения общей вибрации судна в вертикальной плоскости ищем в виде суммы

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^N a_n(t) f_n(x), \quad (2)$$

где N - число учитываемых форм колебаний судна как абсолютно жесткого тела и упругой балки переменного сечения; $a_n(t)$ - обобщенные координаты колебательного движения; $f_n(x)$ - собственные формы колебаний корпуса.

Используя известное соотношение, справедливое для собственных форм колебаний $f_n(x)$ и соответствующих им собственных частот λ_n :

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 f_n}{\partial x^2} \right) = m(x) \lambda_n^2 f_n,$$

получаем

$$\sum_{n=1}^N \left\{ m(x) \ddot{a}_n(t) + \left[\frac{\gamma(x)}{\omega} m(x) \lambda_n^2 + \beta(x) + c_n(x) \right] \dot{a}_n + \left[m(x) \lambda_n^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left(T \frac{\partial f}{\partial x} \right) + \beta v \frac{\partial f}{\partial x} \right] a_n \right\} f_n(x) + k_n R_0 \delta(x - x_\delta) \left[\frac{f_n(x_\delta)}{v} \dot{a}_n + \frac{\partial f_n}{\partial x}(x_\delta) a_n \right] = F(x, t). \quad (3)$$

где $\beta = \frac{1}{2} \zeta \rho v l(x)$, $EI(x)$ – жесткость корпуса при изгибе; $m(x)$ – суммарная погонная масса судна и присоединенной воды; ω – частота колебаний; γ – коэффициент пропорциональности, определяющий потери в материале корпуса; $\delta(x - x_\delta)$ – дельта-функция Дирака; x_δ – абсцисса движителя; T – продольная сила в сечении судна; $F(x, t)$ – погонная внешняя нагрузка; R_0 – сила упора движителей; k_n – поправочный коэффициент.

Умножим обе части этого уравнения на $f_i(x)$ и проинтегрируем по длине судна. Учитывая свойство ортогональности собственных форм колебаний и транцевое демпфирование вибрации (приведенная сила сопротивления колебаниям равна $\mu_{mp} v f_i^2(x_{mp}) \dot{a}_i$), а также пренебрегая связанностью полученной системы уравнений и действием продольных сил, получим

$$\ddot{a}_i + 2n_i \dot{a}_i + \lambda_i^2 a_i = P_i / M_i, \quad (4)$$

$$\text{где } M_i = \int_{(L)} m(x) f_i^2(x) dx; \quad n_i = \sum_{j=1}^4 n_{ij}.$$

В зависимость (4) введены следующие обозначения, которые используются для дальнейшей оценки характеристик гидродинамического демпфирования:

$$\begin{aligned} 2n_{i1} &= \frac{1}{\omega M_i} \int_{(L)} \gamma(x) m(x) \lambda_n^2 f_i^2(x) dx; & 2n_{i2} &= \frac{\mu_{mp} v}{M_i} f_i^2(x_{mp}); & 2n_{i3} &= \frac{1}{M_i} \int_{(L)} \beta(x) f_i^2(x) dx; \\ 2n_{i4} &= \frac{1}{M_i} \int_{(L)} c_n(x) f_i^2(x) dx; & P_i(t) &= \int_{(L)} F(x, t) f_i(x) dx. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь μ_{mp} – погонная присоединенная масса жидкости в транцевом сечении судна; x_{mp} – абсцисса транцевого сечения судна.

Демпфирование вибрации, характеризуемое параметром n_{i1} , обусловлено внутренними потерями в конструкциях и системах судна и имеет большое значение при анализе вибрационных характеристик тихоходного судна. Для быстроходных

судов очень важен учет характеристики танцевального демпфирования n_{i2} , а также параметра n_{i3} - дополнительного демпфирования продольным потоком, характеризующего волновое и вязкостное сопротивление колебаниям. Для глиссирующих судов n_{i3} дополнительно учитывает и так называемое “брызговое” сопротивление. Параметр n_{i4} - демпфирование поперечным потоком, также является характеристикой вязкостного демпфирования, возникающего при поперечном обтекании судна.

Во второй главе приводится расчет гидродинамических сил волновой и вязкостной природы при трехмерном обтекании корпуса судна с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Рассматривается применение распределенных вычислений при решении подобных задач, а также предлагаются рекомендации по формированию численной модели.

Одной из основных тенденций в развитии строительной механики корабля является создание методов компьютерного моделирования работы судовых конструкций при статическом и динамическом нагружении и внедрение их в практику проектирования объектов морского транспорта и океанотехники. Ведущие классификационные общества в своих нормативно-технических документах все шире предусматривают использование прямых методов расчета, основанных на численном решении задач предельной и усталостной прочности, устойчивости и вибрации. Однако при применении численных методов (и прежде всего МКЭ) расчета конструкций все чаще приходится сталкиваться с противоречием, возникающим между высокой точностью моделирования работы судовых конструкций численными методами и относительно низкой точностью и чрезвычайной сложностью формирования объемов исходной информации о внешних силовых и параметрических воздействиях.

Для моделирования турбулентных течений используются RANS-модели (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations), LES (Large Eddy Simulation Model) и DNS (Direct Numerical Simulation) методы. Кроме того, программный комплекс решает и другие задачи, при математической постановке которых требуется решение дифференциальных уравнений в частных производных в геометрически сложных областях. В основе лежит метод контрольного объема аппроксимации дифференциальных уравнений в частных производных на трехмерных неструктурированных сетках или многогранных ячейках. В качестве метода распараллеливания задачи применяется принцип декомпозиции расчетной области. Распределенные вычисления могут выполняться на любых суперкомпьютерных системах и кластерах.

Решение сформулированной задачи прикладной гидродинамики сведется к интегрированию уравнений Навье — Стокса или Рейнольдса (в зависимости от режима течения вокруг корпуса) совместно с уравнением неразрывности и последующим удовлетворением начальных условий движения, граничных условий на поверхностях, ограничивающих жидкость, т.е. на ее свободной поверхности,

стенках или дне водоема (если он конечен) и на поверхности качающегося судна, а также заданных условий на бесконечности.

Кроме того численные методы дают возможность повысить достоверность расчетов благодаря учету следующих особенностей процесса ударного взаимодействия конструкций с жидкостью:

1) влияния сжимаемости жидкости на гидродинамические силы и динамику деформирования конструкций;

2) влияния особенностей геометрии судовой поверхности на динамику изменения границ поверхности жидкости и развития брызговых струй и, в конечном итоге, на гидродинамические силы;

3) проявления неконсервативных свойств жидкости и интенсивного гидродинамического демпфирования колебаний погружающихся в жидкость конструкций.

С помощью численных методов можно точно и быстро оценить не только характеристики инерционного влияния жидкости на вибрацию (присоединенные массы воды), но и гидродинамические силы неконсервативной природы, оказывающие существенное влияние на гидроупругие колебания конструкций скоростных и высокоскоростных судов. В частности, эти методы находят полезное применение в расчетах вынужденной волновой и ходовой вибрации, а также для анализа динамической устойчивости колебательного движения конструкций в потоке жидкости.

При малой скорости хода судна ($F_n < 1$) решалась пространственная задача внешнего обтекания неподвижной модели в программном комплексе ANSYS CFX (рис. 2).

В ходе решения задачи были получены данные о величинах перерезывающих сил и изгибающих моментов, а также сил сопротивления жидкости ходу судна. На рис. 3 показан волновой профиль на корпусе судна, полученный в расчете и экспериментально, при числе Фруда, равном $F_n = 0,52$, вычисленном по водоизмещению модели. Объемная конечно-элементная сетка измельчена по линии свободной поверхности в несколько раз по отношению к размеру сетки всей расчетной области, что позволяет описать форму взволнованной поверхности жидкости. Для воды принята $k - \varepsilon$ модель турбулентности. По внешним границам области заданы неотражающие граничные условия, за исключением носовой грани, на которой установлено граничное условие, обеспечивающее задание скорости обтекания.

Верификация полученного расчета производилась по двум направлениям. Во-первых, исследовалось влияние формы и размера конечных элементов, а, во-вторых, происходило сравнение полученных результатов с решениями, полученными другими исследователями.

Показано, что численный расчет, проведенный в программном комплексе ANSYS CFX, хорошо согласуется как с расчетами, проделанными в других программах, так и с экспериментом. Однако один такой расчет занимает продолжительное время, вследствие чего были внедрены многопроцессорные расчеты, позволяющие существенно сократить общее время расчета.

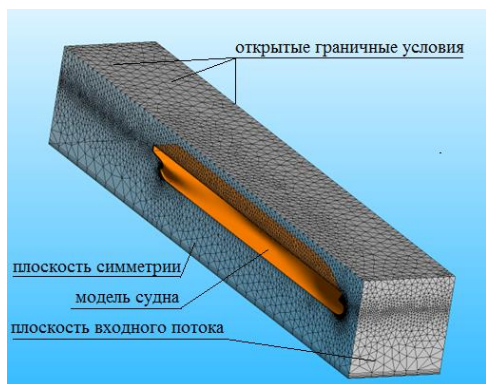
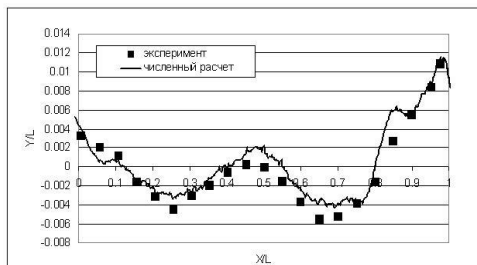


Рис. 2. Расчетная область с конечно-элементной сеткой и принятые граничные условия



*Рис. 3. Линия пересечения свободной поверхности воды с корпусом модели при числе Фруда $Fn=0,52$.
L - длина судна между перпендикулярами*

Далее приводится решение задачи о трехмерном обтекании глассирующего судна, полученное автором совместно с Рудниченко А.А.

Эта задача решена для незакрепленного объекта, так как рассмотренный выше случай обтекания неподвижной трехмерной модели показал хорошую согласованность с экспериментом лишь для скоростей, не превышающих числа Фруда $Fn=1$. Задача решалась с двумя степенями свободы: дифферент и всплытие модели глассера менялись в процессе решения. Была построена модель глассирующего 16-метрового однокорпусного пассажирского судна, разделенная на 20 секций по шпангоутам. Масштаб модели составляет 1:6,5. На рис. 4 представлена САD-модель глассера.

Задача решена в трехмерной постановке в среде пакета Star-CCM+ с использованием системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса для несжимаемой жидкости, включающей в себя частный случай уравнения неразрывности при $\rho = \text{const}$ и уравнение движения. Для моделирования турбулентных пульсаций была использована k- ω SST модель турбулентности Ментера, замыкающая систему уравнений Рейнольдса. Для определения уровня свободной поверхности в среде пакета Star-CCM реализуется метод Volume Of Fluid, позволяющий рассчитывать объемную долю каждой из фаз в отдельно взятой ячейке. На расчет каждого скоростного режима было затрачено 3 суток работы 1 расчетного узла (24 ядра) кластера.

Сравнение полученных результатов с экспериментом проиллюстрировано на рис. 5, на котором представлены силы сопротивления жидкости движению судна. Допускаемая точность вычисления гидродинамических сил сопротивления общей

вынужденной вибрации может быть ниже точности определения сил сопротивления жидкости движению судна.

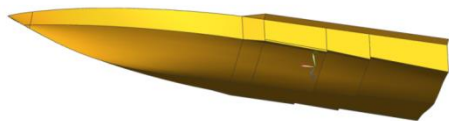


Рис. 4. CAD-модель глиссирующего судна

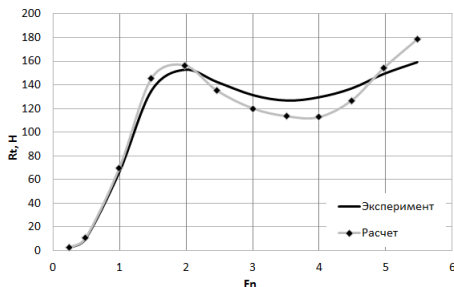


Рис. 5. Результаты сравнения численного расчета с экспериментом по силам сопротивления для модели глиссирующего судна

Решения задач FSI-моделирования с количеством неизвестных более 1 миллиона требует использования технологии высокопроизводительных вычислений (HPC, high-performance computing) на базе многопроцессорных или кластерных компьютерных систем. В этом случае проявляется общий для представленных выше программных комплексов недостаток – низкая масштабируемость. Другими словами, рост скорости вычислений ограничен 32 процессорами, при этом опыт решения подобных задач показывает, что основной эффект достигается при подключении 12 процессоров, подключение остальных 20 процессоров позволяет увеличить скорость решения на 10-20%. Кроме того, наличие подвижных границ, таких как свободная поверхность жидкости или поверхность контакта конструкции с жидкостью, создают вычислительные сложности в определении локального распределения давлений в пограничной зоне, которые связаны как с интерпретацией взаимодействия поля скоростей и поля давлений, так и с диссипацией межфазовой границы. Указанные проблемы могут приводить к существенному разбросу численных решений, получаемых с использованием различных CFD-пакетов, в определении гидродинамических нагрузок. В ходе исследования выявлено, что добавление двух дополнительных ядер дает увеличение скорости счета в 1,6 раза, в то время как добавление 12 дополнительных ядер дает увеличение скорости счета в 2,5 раза.

Выполненное сопоставление расчетных и экспериментальных данных дает основание сделать следующие рекомендации по формированию численной модели трехмерного обтекания в программном пакете ANSYS CFX, обеспечивающей достоверную оценку гидродинамических сил демпфирования волновой и вязкостной природы:

- рекомендуется применение более подробной конечно-элементной сетки вблизи линии свободной поверхности для описания формы взволнованной поверхности (корабельных волн) и получения достоверных данных о силах

сопротивления. Показано, что достаточная точность расчетов достигается при измельчении элементов в указанной области до размеров, не превышающих 0,5% от характерного линейного размера корпуса судна (в данном случае – длина между перпендикулярами);

- для сокращения времени расчета рекомендуется в качестве расчетной модели использовать половину корпуса судна с симметричными граничными условиями по диаметральной плоскости;
- рекомендуется использование режима параллельных вычислений, обеспечивающего сокращение времени счета;
- рекомендуется использование тетраэдральных конечных элементов по всей расчетной области за исключением слоев, примыкающих к судовой поверхности и состоящих из призматических элементов для описания течения жидкости в пограничном слое. Количество примыкающих слоев должно быть не менее десяти. Размер конечного элемента вблизи плохообтекаемых конструкций судна (например, скуловой киль) должен быть не более 0,1 от амплитуды колебаний судна;
- для скоростей, соответствующих числу Фруда $Fn < 1$ рекомендуется решение задачи с обтеканием неподвижной модели, так как подобный прием существенно уменьшает расчетное время при достаточной точности получаемых результатов. Для скоростей, соответствующих числу Фруда $Fn > 1$ рекомендуется решение задачи с незакрепленным объектом.

В третьей главе предлагается расчет гидродинамических сил вязкостной природы, вызванных поперечным обтеканием.

В качестве тестового примера рассматривается поперечное обтекание цилиндрического стержня. Гидроупругие колебания обтекаемого тела (конструкции) обусловлены гидродинамическими силами, определяемыми как интеграл по поверхности тела от поля давления. Это поле имеет не только регулярную периодическую, но и случайную составляющую типа белого шума. Основной практический интерес в связи с изучением колебаний конструкций представляет регулярная составляющая, обусловленная периодическим вихревым отрывом. Ее изучению посвящено большинство экспериментальных и теоретических работ. Основное внимание исследователей направлено на изучение периодического вихревого отрыва с образованием позади тела вихревого следа в виде дорожки Кармана. Из известных экспериментов следует, что при поперечном обтекании неподвижного кругового цилиндра диаметром d с числами Рейнольдса, лежащими в диапазоне $2 \cdot 10^2 < Re < 3 \cdot 10^5$, характеризующее частоту отрыва вихрей число Струхала $Sh = \psi d / v$ остается практически постоянным и равным 0,2, т.е. частота срыва вихрей Ψ растет линейно с увеличением скорости набегающего потока v .

Расчетная модель состоит из прямоугольной области, внутри которой расположен цилиндр. Эта тестовая задача демонстрирует достоверность решения задач поперечного обтекания цилиндрических поверхностей жидкостью и

позволяет перейти к решению задачи обтекания шпангоутного контура со скуловым килем для анализа гидродинамического демпфирования поперечным потоком.

Для определения вязкостного демпфирования, возникающего при поперечном обтекании судна, и его характеристик n_{i4} решалась следующая задача. Суть ее заключается в определении сил гидродинамического сопротивления при обтекании поперечного сечения корпуса судна, совершающего малые вертикальные колебания на границе раздела двух сред (воды и воздуха). Эта краевая задача для уравнения Навье–Стокса, описывающего движение окружающей судно разнородной сплошной среды, решена с незакрепленным объектом, а гидродинамические силы оценены для установившегося режима первого тона колебаний. Поскольку эти силы найдены путем решения нелинейного уравнения, то на первом этапе расчетного исследования принималась во внимание их нелинейная связь с кинематическими параметрами колебательного движения поперечных сечений корпуса. Затем с помощью гармонического анализа гидродинамические силы разделены на инерционные силы и силы сопротивления вибрации, определены линейные части гидродинамических сил для установившегося режима колебаний. Вычисленные таким образом линейные инерционные силы сопоставлены с известными результатами, благодаря чему установлены высокая степень их соответствия и достоверность численных расчетов. Отметим здесь, что степень нелинейности установившихся колебаний жидкости, вызванных гармоническими колебаниями шпангоутного контура с частотами ω и амплитудами, характерными для общей вибрации корпуса, невелика. Иллюстрацией этого факта могут служить расчетные данные таблицы 1, в которой приведены характеристики демпфирования n_{i4} , соответствующие основной частоте колебаний ω , а также супергармоническим колебаниям с частотой 2ω и субгармоническим колебаниям с частотой $\omega/2$. Расчет выполнен для поперечного сечения корпуса со скуловым килем, ширина которого b (см. рис. 10) составляла 5% от ширины шпангоута, а относительные амплитуды колебаний (отнесенные к ширине киля b) – 0,036 и 0,071 (соответствующие абсолютным значениям амплитуд 2,5 см и 5 см).

Табл. 1. Значения коэффициентов $n_{i4} / n_{i1} \cdot 100\%$

Частота	ω	2ω	$\omega/2$
Амплитуда колебаний 0,036	8,54	0,248	0,079
Амплитуда колебаний 0,071	8,59	1,68	0,272

Схема формирования конечно-элементной сетки при решении описываемой плоской задачи приведена на рис. 6. Оценка характеристик демпфирования вибрации поперечным потоком n_{i4} выполнена для различных форм поперечных сечений корпуса (при варьировании таких конструктивных факторов как отношение ширины на уровне ватерлинии к осадке, полнота площади поперечного сечения и ширина скулового киля, отнесенная к ширине шпангоутного контура). Расчеты показали, что наиболее значимым конструктивным фактором является

относительная ширина скулового киля. При отсутствии киля (при нулевом значении этого фактора) демпфирование поперечным потоком жидкости выражено слабо и его можно не учитывать в расчетах вынужденной общей вибрации судна. При наличии же скуловых килей с относительно большой шириной (порядка 3% от ширины ватерлинии), n_{i4} может составлять до 12% от внутреннего сопротивления корпуса вибрации. При наличии килей эту характеристику демпфирования необходимо принимать во внимание при расчете параметров вибрации любых судов (как с плавными обводами в кормовой оконечности, так и судов с транцевой формой кормы), движущихся со скоростями, соответствующими $0,5 < Fn < 2$.

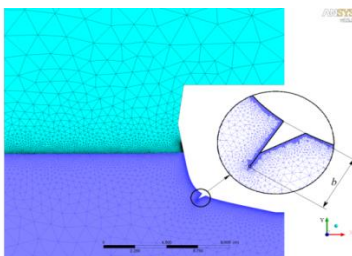


Рис. 6. Конечно-элементная сетка для решения плоской задачи поперечного обтекания шпангоутного контура корпуса со скуловым килем

Для решения поставленной задачи была разработана компьютерная модель поперечного сечения шпангоутного контура со скуловым килем. Контур шпангоута рассматривается состоящим из прямолинейных участков, расположенных в днищевой части, в районе конструктивной ватерлинии и выше ее. Сопряжение днищевой и находящегося на ватерлинии участков (скуловая зона) выполнено по кривой.

Конечно-элементная сетка строилась с помощью генератора сеток, встроенного в программный комплекс ANSYS CFX. По линии свободной поверхности конечно-элементная сетка измельчена таким образом, чтобы наиболее правдоподобно описать волнообразование, возникающее вследствие колебаний шпангоутного контура. Таким образом, линейный размер конечного элемента составил $1/5$ от амплитуды колебаний. По поверхности самого шпангоутного контура необходимо было измельчить конечно-элементную сетку таким образом, чтобы при решении разрешающих уравнений удовлетворить числу Куранта Cu , отвечающего за оптимальный выбор величины шага интегрирования и размера конечного элемента в зависимости от скорости потока. Число Куранта можно определить по формуле

$$Cu = \frac{v \cdot \Delta t}{\Delta x}, \quad (6)$$

где v - скорость потока, Δt - шаг интегрирования, Δx - линейный размер конечного элемента.

Необходимо разместить несколько слоев таких измельченных элементов для достоверного описания поведения потока, находящегося в пограничном слое. Исходя из описанных условий линейный размер конечного элемента, расположенного по поверхности поперечного сечения шпангоутного контура должен составлять 0,1 от амплитуды колебаний.

Для автоматизации процесса получения гидродинамических сил из численного расчета автором представляемой диссертационной работы совместно с Александровым А.В. была написана программа для ЭВМ «Программа расчета гидродинамических сил, действующих на плоский контур, который совершает вертикальные гармонические колебания на поверхности жидкости», на которую получено свидетельство о государственной регистрации. Программа состоит из макроса, написанного с использованием таких языков программирования как CCL (CFX Command Language), CEL (CFX Expression Language), Perl и запускается из пост-процессора ANSYS CFX.

Для отыскания демпфирующих сил выполнялась операция разделения суммарной величины на инерционную и демпфирующую составляющие на основе гармонического анализа суммарной силы. Суммарная вертикальная сила, действующая на шпангоутный контур, аппроксимируется на интервале $(0, T)$ тригонометрическим полиномом следующего вида:

$$F(t) = \frac{1}{2} \cdot A_0 + \sum_{j=1}^n A_j \cdot \cos(j \cdot \frac{2\pi t}{T}) + B_j \cdot \sin(j \cdot \frac{2\pi t}{T}), \quad (n < \frac{m}{2}), \quad (7)$$

где T – период колебаний, m – количество взятых значений гидродинамических сил, $t_k = k \cdot \frac{T}{m}$ – шаг интегрирования ($k = 0, 1, 2, \dots, m-1$).

При этом коэффициенты A_j и B_j являются амплитудами этих составляющих суммарной вертикальной силы. Их можно определить по следующим формулам:

$$A_j = \frac{2}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m-1} f_k \cdot \cos(j \cdot \frac{2\pi k}{m}), \quad (8)$$

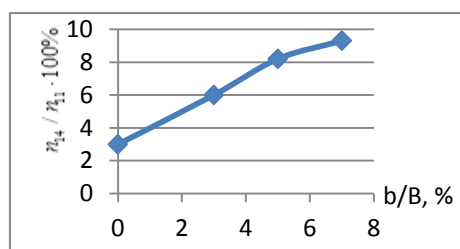
$$B_j = \frac{2}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m-1} f_k \cdot \sin(j \cdot \frac{2\pi k}{m}), \quad (9)$$

где $0 < j < \frac{m}{2}$, f_k - значения гидродинамических сил.

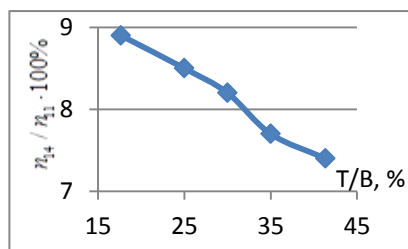
Определенные по формуле (9) значения сопоставлены с известными результатами и установлено их соответствие. Таким образом, можно говорить о высокой степени достоверности как инерционных, так и сил сопротивления вибрации, определяемых с помощью коэффициентов по формуле (8).

На рис. 7(а) изображен график влияния ширины скулового киля (отнесенной к ширине судна) на гидродинамическое демпфирование при поперечном обтекании. Как видно из графика, при отсутствии скулового киля, составляющая гидродинамического демпфирования, отвечающая за поперечное обтекание шпангоутного контура не превышает 3% от составляющей внутреннего сопротивления конструкции. При дальнейшем увеличении ширины скулового киля наблюдается увеличение влияния гидродинамического сопротивления вплоть до 12% от внутреннего сопротивления конструкции. Исследование проводилось для скуловых килей с относительной шириной не более 7%.

Влияние формы и осадки поперечного сечения шпангоутного контура оказалось незначительным. Например, из рисунка 7(б) видно, что при изменении относительной осадки поперечного сечения с 17 % до 43% изменение гидродинамического демпфирования при поперечном обтекании не превышает 2%.



а)



б)

Рис. 7. Влияние ширины скулового киля (а) и осадки шпангоутного контура (б) на гидродинамическое демпфирование при поперечном обтекании (b/B – относительная ширина скулового киля, выраженная в процентах, T/B – относительная осадка, выраженная в процентах, B – ширина судна)

В рамках проделанных исследований, касающихся поперечного сечения шпангоутного контура, также рассматривалось влияние формы оконечности скулового киля, вблизи которой и происходит наиболее интересное поведение потока. Рассматривались следующие формы оконечностей скулового киля: в виде прутка диаметром 30мм, в виде уголка с шириной полки 50мм, оканчивающийся прямолинейным срезом и не имеющий какой-либо характерной оконечности.

Из проделанных расчетов было установлено, что влияние формы оконечности скулового киля варьируется в пределах 1% и, таким образом, ее изменение можно не учитывать в расчетах амплитуд общей вибрации судна.

В четвертой главе приведен расчет сил сопротивления воды движению судна и соответствующих им сил сопротивления вибрации.

Корпус судна разбивается двадцатью теоретическими шпангоутами. Для каждого участка находится величина погонной горизонтальной силы. На рис.8 показано распределение этой силы по длине корпуса для нескольких обследованных режимов движения (нулевой теоретический шпангоут соответствует носовой оконечности судна). Как видно из рис. 8, с нулевого по пятый

теоретический шпангоут силы сопротивления воды движению судна отсутствуют. Это связано с подъемом носовой оконечности глессирующего судна на высоких скоростях, соответствующих числу Фруда $F_n = 2$ и больше. Если посмотреть на график распределения силы сопротивления в зависимости от скорости движения модели, то можно увидеть, что рассматриваемые скорости лежат на кривой после так называемого «горба» сопротивления.

Для центральной части модели глisserа (с пятого по тринадцатый теоретический шпангоут) наблюдается постепенное увеличение сил сопротивления. В местах установки реданов, что соответствует 13-му и 16-му теоретическим шпангоутам наблюдается резкое падение сил сопротивления, что связано с образованием каверн, появляющихся при движении модели сразу за реданами.

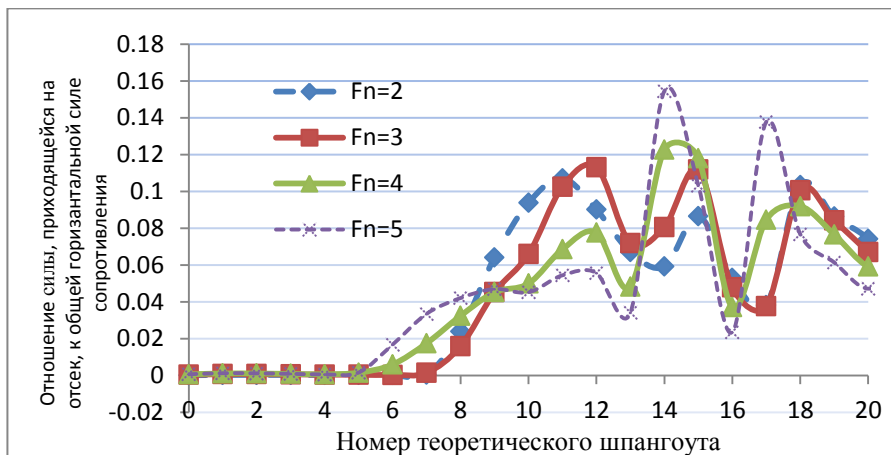


Рис.8. Распределение общей силы сопротивления по длине корпуса модели для различных скоростей

Отыскание распределения по длине корпуса сил сопротивления воды движению судна связано с последующей оценкой сил сопротивления вибрации судна. Для этого необходимо провести сравнительный анализ, который заключается в следующем: определить внутреннее сопротивление судна, затем определить гидродинамическое сопротивление судна. В итоге сравнить полученные величины. В традиционных методиках полагается, что достаточную точность для определения сопротивления вибрации можно достигнуть, учитывая лишь внутреннее сопротивление судна, однако для быстроходных судов показано, что гидродинамическое сопротивление волновой и вязкостной природы играет существенную роль и его необходимо рассматривать при подобном анализе.

Расчетные исследования показали, что даже при умеренных скоростях хода судов с транцевой формой кормовой оконечности (при $F_n > 0,1$) самой важной составляющей гидродинамического демпфирования является транцевое демпфирование. При более низких скоростях хода и при его отсутствии

наибольший относительный вклад в гидродинамическое сопротивление вибрации вносит демпфирование поперечным потоком, причем этот вклад слабо зависит от номера тона колебаний и остается значимым при больших частотах колебаний. С ростом тона колебаний корпуса роль дополнительного гидродинамического демпфирования вибрации продольным потоком ослабевает и для тонов выше третьего эта роль становится практически несущественной. Для низких тонов вибрации этот вид демпфирования является значимым в диапазоне скоростей хода, характеризуемых числами Фруда от 0,5 до 2,0 (при движении судна в скоростных режимах, близких к "горбу сопротивления").

Иллюстрацией отмеченных особенностей гидродинамического демпфирования являются данные, приведенные на рис. 9, где показано процентное соотношение характеристик демпфирования вибрации продольным и поперечным потоками к показателю внутреннему сопротивлению судна ($\bar{n}_{i2} = (n_{i2}/n_{i1}) \cdot 100\%$ - транцевое демпфирование, $\bar{n}_{i3} = (n_{i3}/n_{i1}) \cdot 100\%$ - дополнительное демпфирование продольным потоком и $\bar{n}_{i4} = (n_{i4}/n_{i1}) \cdot 100\%$ - демпфирование поперечным потоком) при различных числах Фруда по водоизмещению $F_n = v / \sqrt{g \sqrt[3]{V}}$ (V - объемное водоизмещение судна).

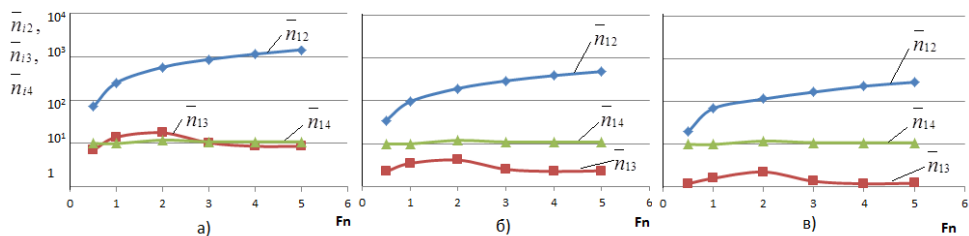


Рис. 9. Процентное соотношение составляющих гидродинамического сопротивления к внутреннему сопротивлению судна: а) для 1-го тона колебаний, б) для 2-го тона колебаний, в) для 3-го тона колебаний

Из приведенных на рисунке графиков следует, что демпфирование продольным потоком основного тона вибрации составляет порядка 18% от внутреннего сопротивления судна на скорости, соответствующей числу Фруда $F_n=2$. При дальнейшем увеличении скорости характеристика демпфирования продольным потоком n_{i3} незначительно падает и вновь начинает возрастать при числах Фруда $F_n=4$ и более. В таблице 2 приведены процентные соотношение характеристик демпфирования вибрации продольным и поперечным потоками к показателю внутреннего сопротивления судна для основного тона колебаний ($(n_{i3}/n_{i1}) \cdot 100\%$ и $(n_{i4}/n_{i1}) \cdot 100\%$ соответственно).

Подобная картина наблюдается и для более высоких тонов колебаний, хотя процентное отношение к внутреннему сопротивлению там гораздо меньше: 4% для второго тона и 2% для третьего тона соответственно. Вязкостное демпфирование, возникающее при поперечном обтекании судна, составляет порядка 10% для всех низких тонов вибрации и всего диапазона расчетных скоростей модели.

Таблица 2. Процентные соотношения характеристик демпфирования вибрации продольным и поперечным потоками к показателю внутреннего сопротивления судна для основного тона колебаний

Число Фруда F_n	$(n_{11}/n_{11}) \cdot 100\%$, %	$(n_{13}/n_{11}) \cdot 100\%$, %	$(n_{14}/n_{11}) \cdot 100\%$, %
0.5	100	7,57	8,53
1	100	14,02	10,11
2	100	17,65	12,05
3	100	10,43	11,02
4	100	8,64	11,15
5	100	8,67	11,21

Физическое моделирование вынужденной вибрации скоростных и высокоскоростных судов является важнейшим источником информации о динамике деформирования корпуса при взаимодействии с гравитационными волнами и о внешних силах, определяющих прочность судовых конструкций. Оно обычно реализуется в условиях неполного подобия (при выполнении подобия по критерию Фруда и отсутствию подобия по числу Рейнольдса). Возникающий при этом масштабный эффект сказывается на точности определения характеристик внешних сил с помощью моделирования. Результаты расчетной оценки этого эффекта приведены на рис. 10, из которого следует, что различия в безразмерных характеристиках дополнительного демпфирования продольным потоком, полученных при "горбовых" режимах и малых скоростях движения натуральных судов и моделей, пренебрежимо малы (не превышают 1%). На более высоких скоростях движения эти различия могут достигать 2,5 % и более, однако при этом танцевое демпфирование многократно превышает другие виды гидродинамического демпфирования, в связи с чем масштабный эффект относительно мал и не может считаться препятствием для реализации физического моделирования.

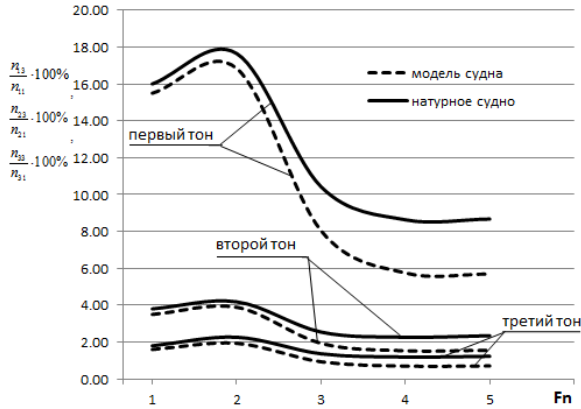


Рис. 10. Сопоставление безразмерных характеристик демпфирования вибрации продольным потоком на натурном глиссирующем судне водоизмещением 20 т и его модели (масштаб 1:6,5)

Практическая значимость учета характеристик демпфирования вынужденной вибрации продольным и поперечным потоками предопределяет актуальность разработки приближенного способа их определения. Для ее осуществления формулу (5) для коэффициента продольного демпфирования вибрации $2n_{i3}$ целесообразно представить в виде комбинации трех размерных величин (M_i , v и R_Σ - сила сопротивления воды движению судна) и одной безразмерной $k_\Sigma(Fn, Re)$

$$2n_{i3} = \frac{R_\Sigma}{Dv} k_\Sigma(Fn, Re), \quad (10)$$

где $k_\Sigma(Fn, Re) = \frac{D}{R_\Sigma M_i} \cdot \int_L r(\bar{x}) f_i^2(\bar{x}) d\bar{x}$; $\bar{x} = \frac{x}{L}$; D - массовое водоизмещение судна.

Используя (5), этот коэффициент можно представить и в другой форме

$$2n_{i3} = \frac{R_\Sigma}{M_i v} (k_{\text{волн}}(Fn, Re) + k_{\text{вязк}}(Fn, Re)), \quad (11)$$

где $k_{\text{волн}}(Fn, Re) = L \cdot \int_L \frac{r_{\text{волн}}(\bar{x})}{R_\Sigma} f_i^2(\bar{x}) d\bar{x}$; $k_{\text{вязк}}(Fn, Re) = L \cdot \int_L \frac{r_{\text{вязк}}(\bar{x})}{R_\Sigma} f_i^2(\bar{x}) d\bar{x}$;

$r_{\text{волн}}(\bar{x})$ - погонная сила волнового сопротивления воды движению судна; $r_{\text{вязк}}(\bar{x})$ - погонная сила вязкостного сопротивления.

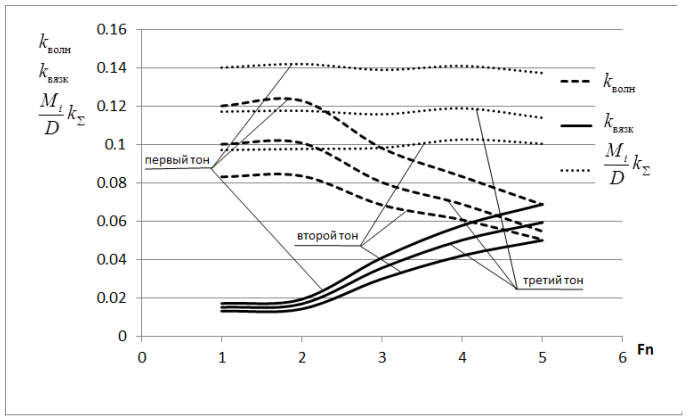


Рис. 11. Зависимость коэффициентов общего, волнового и вязкостного демпфирования вибрации натурального судна от скорости хода судна для первых трех тонов колебаний

Вопрос о том, какая из этих двух форм представления коэффициента $2n_{i3}$ является более предпочтительной при приближенной оценке этого коэффициента, должен решаться с учетом характера зависимостей безразмерных величин k_{Σ} , $k_{волн}$ и $k_{вязк}$ от чисел Фруда и Рейнольдса. Подробные расчетные исследования показали, что все эти величины очень слабо зависят от числа Рейнольдса. Число Фруда сильно влияет на особенности посадки судна, на площадь его смоченной поверхности, вследствие чего оказывает существенное влияние и на коэффициент $k_{вязк}$ (рис. 11).

Влияние скорости хода судна (числа Фруда) на коэффициент $k_{волн}$ выражено несколько слабее. Коэффициент k_{Σ} мало зависит от числа Фруда, слабо изменяется с изменением масштаба объекта, в связи с чем форме представления коэффициента $2n_{i3}$ в виде (10) из-за ее простоты можно отдать предпочтение. При использовании зависимости (10) для приближенного определения характеристик демпфирования $2n_{i3}$ коэффициент k_{Σ} должен определяться по формулам, приведенным в таблице 3. В этой же таблице содержатся линейные аппроксимации зависимости $k_{вязк}$ от относительной скорости хода.

Табл. 3. Формулы для оценки коэффициентов k_{Σ} и $k_{вязк}$

Номер тона	Формула
1	$k_{\Sigma} = -0.00535 \cdot Fn + 1.084$

	$k_{\text{вязк}} = -5,5 \cdot 10^{-27} \cdot \text{Re}^3 + 3,8 \cdot 10^{-18} \cdot \text{Re}^2 - 5,7 \cdot 10^{-10} \cdot \text{Re} + 0,040$
2	$k_{\Sigma} = 0.015 \cdot Fn + 1.316$ $k_{\text{вязк}} = -4,0 \cdot 10^{-27} \cdot \text{Re}^3 + 2,8 \cdot 10^{-18} \cdot \text{Re}^2 - 4,3 \cdot 10^{-10} \cdot \text{Re} + 0,031$
3	$k_{\Sigma} = -0.00832 \cdot Fn + 1.964$ $k_{\text{вязк}} = -4,8 \cdot 10^{-27} \cdot \text{Re}^3 + 3,3 \cdot 10^{-18} \cdot \text{Re}^2 - 5,0 \cdot 10^{-10} \cdot \text{Re} + 0,035$

Результаты оценок характеристики гидродинамического демпфирования $2n_1$ с использованием приведенных приближенных формул сопоставлены с результатами испытаний маломасштабной буксируемой модели судна переходного режима движения в опытовом бассейне, проведенных Ивановым М.А. Модель обеспечивает подобие реальному объекту по геометрической форме и жесткости при изгибе в вертикальной плоскости (рис. 12).

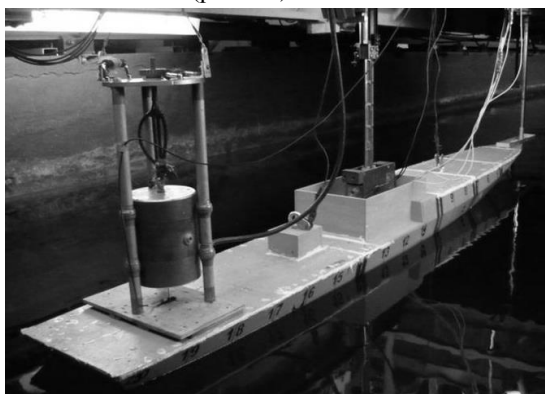


Рис.12. Вибрационные испытания модели судна переходного режима движения

Основные характеристики модели приведены в таблице 4.

Таблица 4. Основные характеристики модели

Характеристика	Единица измерения	Величина
Водоизмещение	кг	65,5
Длина	м	3,01
Ширина	м	0,398
Осадка средняя	м	0,116

Поскольку внутреннее сопротивление модели невозможно оценить с помощью расчета, то при проведении такого эксперимента возможно получение лишь обобщенной характеристики демпфирования n_1 на основе опытов, сопровождающихся буксировкой модели, и суммарного значения характеристик

демпфирования n_{11} и n_{14} (при отсутствии буксировки). Поэтому при сопоставлении характеристик это суммарное значение принято на основе эксперимента. Затем на основе формул (5) и (11) подвергались фактической верификации только расчеты характеристик n_{12} и n_{13} . В итоге показатели n_{12} и n_{13} суммировались с экспериментально найденными характеристиками n_{11} и n_{14} . Отличие оценок обобщенной характеристики демпфирования, выполненных на чисто экспериментальных данных и с привлечением формул (5) и (11) невелико и лежит в пределах точности эксперимента, что подтверждает достоверность результатов расчетного исследования (рис.13).

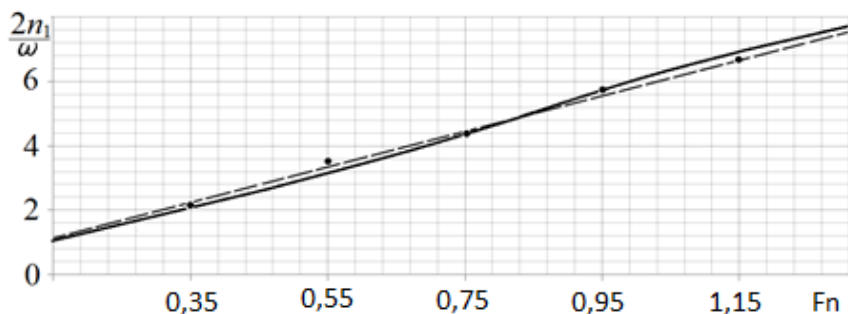


Рис.13. Сопоставление зависимостей безразмерной характеристики гидродинамического демпфирования от числа Фруда, полученных расчетом (сплошная линия) с использованием формулы (11) и экспериментальным способом на буксируемой модели судна переходного режима движения (штриховая линия), где ω - резонансная частота колебаний корпуса судна

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленной работе выполнено исследование влияния гидродинамического демпфирования на амплитуды общей вибрации судов (включая суда переходного режима движения и глиссирующие суда).

В процессе проведенного исследования получены следующие основные результаты:

1. разработаны рекомендации по использованию численных методов для расчета сил гидродинамического сопротивления волновой и вязкостной природы. Выявлено, что для скоростей судна, соответствующих числу Фруда $Fn < 1$ достаточно решения задачи обтекания неподвижного объекта, так как подобный прием существенно уменьшает расчетное время при достаточной точности получаемых результатов. Для скоростей, соответствующих числу Фруда $Fn > 1$ решать задачу необходимо с незакрепленным объектом;

2. предложен практический метод расчета гидродинамических сил сопротивления общей вибрации для судов переходного режима движения и глассирующих судов, основанный на использовании приближенных формул, позволяющих упростить и ускорить выполнение расчетов общей вибрации, а также повысить точность расчетов вынужденных колебаний до 30%;

3. выполнен анализ влияния скорости судна, тона колебаний, формы поперечного сечения судна, формы скуловых килей и относительной осадки на характеристики гидродинамического демпфирования волновой и вязкостной природы;

4. выявлено, что максимальное демпфирование продольным потоком (силами волновой и вязкостной природы) основного тона вибрации составляет порядка 18% от внутреннего сопротивления судна на скорости, соответствующей числу Фруда $F_n=2$. Установлено, что демпфирование поперечным потоком составляет 9 - 12% от внутреннего сопротивления судна для первых трех тонов колебаний на всех рассматриваемых скоростях хода;

5. выявлено, что варьирование ширины скулового киля до максимальных величин, применяемых в проектах судов (до 7% от ширины судна) влияет на гидродинамическое демпфирование в диапазоне 3 - 12% от внутреннего сопротивления судна;

6. выявлено, что формы шпангоутного контура и скулового киля очень слабо влияют на гидродинамическое демпфирование.

Таким образом, в диссертации решена задача разработки методов расчета амплитуд общей вынужденной вибрации судна с учетом сил гидродинамического сопротивления волновой и вязкостной природы, позволяющих существенно повысить точность оценки амплитуд. С помощью численных методов проведен анализ влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на величину гидродинамических сил волновой и вязкостной природы, возникающих при движении судна. Достоверность метода подтверждена путем сопоставления результатов расчетов с данными модельного эксперимента.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях, рекомендованных перечнем ВАК РФ:

1) Александров А.В., Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С., Шапошников В.М. Применение современных программных комплексов численной гидродинамики при решении задач прочности и вибрации конструкции корабля // Судостроение – СПб, выпуск 2, 2012, с.23-27.

2) Александров А.В., Норьков Е.С. Определение ходового изгибающего момента водоизмещающего судна с применением компьютерного моделирования на основе методов численной гидродинамики // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова - СПб, выпуск 67(351), 2012, с.99-102.

3) Норьков Е.С., Рудниченко А.А. Анализ особенностей распределения по длине корпуса сил сопротивления воды движению скоростного судна // Труды Крыловского государственного научного центра - СПб, выпуск 82(366), 2014, с.139-146.

4) Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Практический метод расчета сил гидродинамического сопротивления общей вибрации судна // Труды Крыловского государственного научного центра - СПб, выпуск 82(366), 2014, с.129-138.

В других изданиях:

5) Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Расчетное прогнозирование гидродинамических сил, действующих на плохообтекаемые конструкции морских буровых установок // Труды 11-й международной конференции и выставки по освоению ресурсов нефти и газа Российской арктики и континентального шельфа стран СНГ (RAO/CIS Offshore 2013) - СПб, 2013.

6) Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Влияние сопротивления внешней среды на общую вибрацию корабля // Труды Седьмой международной конференции «Военно-морской флот и судостроение в современных условиях», NSN'2013 - СПб, 2013.

7) Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Расчет сил гидродинамического сопротивления общей вибрации скоростного судна и гидросамолета, движущегося в режимах взлета и посадки // Материалы XX международного симпозиума «динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г. Горшкова – Москва, том 1, 2014, с. 119-121.

8) Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Hydrodynamic resistance to vessel global vibration analysis by numerical methods and development of simplified analysis method // Сборник трудов VII международной научно-практической конференции по гидродинамике в области судостроения, океанотехники, подводной техники и других морских наук APHydro 2014 - Владивосток, 2014.

9) Норьков Е.С. Анализ плоского обтекания контуров судовых шпангоутов // Материалы IX молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее - 2011» - СПб, ФГУП «ЦКБ МТ «Рубин», 2011.

10) Александров А.В., Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С., Шапошников В.М. Применение распределенных вычислений при решении сопряженных задач прочности и гидродинамики судов // Сборник трудов Второй Всероссийской научно-технической конференции «Суперкомпьютерные технологии» - с. Дивноморское Геленджикского района Краснодарского края, 2012.

11) Норьков Е.С. Результаты анализа методами вычислительной гидродинамики сил внешнего сопротивления общей вибрации скоростных и высокоскоростных судов // Собрание трудов XXVII сессии Российского акустического общества – СПб, 2014.

Свидетельство:

12) Александров А.В., Норьков Е.С. Программа расчета гидродинамических сил, действующих на плоский контур, который совершает вертикальные гармонические колебания на поверхности жидкости // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2011618708, 2011.