



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Курс лекций по дисциплине

Экспериментальная гидромеханика судна

часть 3 – «Экспериментальные испытания судна»

Составитель: доц. Полешкин М.С.

г.Ростов-на-Дону
2022

Введение

Экспериментальная судовая гидродинамика зародилась в XIX веке с появлением первых опытовых бассейнов. В России первый опытовый бассейн открылся в Санкт-Петербурге в 1894 г. Первоначально бассейны были предназначены только для исследования ходкости, но затем стали появляться бассейны с волнением для исследований мореходности, а также бассейны для исследований управляемости и маневренности судов.

Особенность применения опытовых бассейнов в судостроении заключается в том, что они являются не только и не столько научной лабораторией, где разрабатываются новые технические решения, но неотъемлемой частью процесса строительства кораблей и судов, без которой невозможно корректное проектирование судна. При этом функция «прокатной станции» моделей реальных проектов судов для бассейна является его основным предназначением, и уже вторичной, подчиненной этому, является функция проведения научных исследований. Учитывая гигантские размеры и стоимость современных судов, в судостроении невозможно создание «опытного образца судна»: нельзя, как, например, в авиации, создать 2–3 образца, предназначенных только для испытаний.

Ошибки в определении характеристик ходкости и гребного винта будут стоить судовладельцу в течение жизненного цикла судна сотни тысяч долларов из-за потребления более высокой мощности, необходимой для достижения судном заданной скорости.

Именно поэтому во всем мире существует более десятка опытовых бассейнов, непрерывно работающих по заказам судостроительных верфей, а в крупных судостроительных державах основные верфи стремятся обзавестись собственным бассейном. В качестве примера можно привести Корею, где, несмотря на наличие крупного универсального исследовательского центра KORDI, имеющего практически полный комплекс гидродинамических установок для обслуживания судостроения, такие верфи, как Hyundai, Samsung, DSME имеют собственные опытовые бассейны.

Голландский бассейн MARIN является предметом национальной гордости Нидерландов, и государство обеспечивает передовой уровень проведения испытаний, примерно раз в десятилетие финансируя постройку новых экспериментальных установок.

Деятельность опытовых бассейнов уже около века координируется Международной конференцией опытовых бассейнов (ITTC), которая отслеживает и дает своим комитетам для проработки и совершенствования методические процедуры проведения испытаний и прогнозирования натурных характеристик с учетом масштабных эффектов – некоторых отличий безразмерных характеристик, получаемых на модели, от их значений для натурального судна. Уточнение масштабных эффектов всегда было одной из главных целей проведения научных исследований в опытовых бассейнах.

Для учета масштабного эффекта еще в 18 веке Вильямом Фрудом было предложено разделить сопротивление корпуса на составляющие – вязкостное и волновое сопротивление. С тех пор этот принцип практически без особых изменений используется в практике опытовых бассейнов, что служит основанием для упреков судовых гидромехаников в консерватизме.

Однако гидромеханика всегда сочетала консерватизм (то есть применение хорошо отработанных экспериментальных методов, основанных на очень давно разработанных принципах) с использованием наиболее передовых достижений науки. Например, проектирование гребных винтов было в числе первых сфер индустрии, которая начала использовать сначала расчеты с помощью логарифмических линеек по вихревой теории, а затем, с появлением компьютеров – все более усложняющиеся компьютерные методы и программы.

Компьютерная гидродинамика, непрерывно развивая свои методы и приобретая все большие технические ресурсы для расчетов, начинает занимать все большее место в практике судостроения.

Для сравнения в таблице приведен прогресс в развитии методов вычислительной гидродинамики для решения задач ходкости кораблей и судов в Крыловском государственном научном центре (КГНЦ) за последние 40 лет.

Как видно из приведенных данных, компьютерные методы существенно потеснили экспериментальную гидродинамику, расширив понимание происходящих вблизи корпуса корабля процессов.

Таблица 3.1. Сопоставление уровня развития расчетных методов для решения различных задач ходкости в 1970-х и 2010-х годах

Середина 1970-х гг.	Середина 2010-х гг.
Начало развития расчетных методов для волновой оптимизации корпусов.	Расчет волнового сопротивления на основе теории невязкой жидкости доведен до уровня рутинного инструмента предбассейновой отработки обводов (в КГНЦ – программа SHIPWAVE).
Развитие для проектирования гребных винтов первых программ расчета винтов и компьютерного инструментария. Развитие серий винтов как основного инструмента проектирования винтов.	Компьютерное индивидуальное проектирование для каждого судна на базе новых поколений программ вихревой теории (вихревая поверхность и панельные методы). Введены в практику расчеты винтов RANS методами. Достигнута точность расчетов: вихревые методы 1–2 % по упору и 2–3 % по моменту; RANS методы 1–2 % по упору и 3–5 % по моменту (при значительно больших затратах компьютерных ресурсов и времени на подготовку расчетов, поэтому рутинное проектирование осуществляется методами вихревой теории). В практику проектирования винтов введены обязательные расчеты прочности лопастей по методу конечных элементов с определением нагрузок гидродинамическим расчетом. RANS методы применяются или при исследовании принципиально новых технических решений, или при необходимости детальных исследований гидродинамических процессов (кавитация, вибрации, вихри в потоке, силы на отдельных элементах конструкции и др.).
Кавитация исследуется экспериментально, расчетные методы основаны на простых абстрактных математических моделях.	Ужесточение требований, связанных с проявлением кавитации винтов (санитарных требований по вибрациям и развиваемых в настоящее время экологами требований по подводной шумности транспортных судов), заставило уделять большое внимание борьбе с кавитацией для винтов не только боевых кораблей, но и гражданских судов, что привело к совершенствованию экспериментальных технологий и развитию расчетных методов изучения кавитации. Разработаны и валидированы суперкомпьютерные технологии численного моделирования кавитационных явлений [2].
Начало развития методов теории трехмерного пограничного слоя для определения натурного поля скоростей в диске гребного винта.	Развитие методов теории пограничного слоя осталось в прошлом. Бурный прогресс RANS, LES, DES методов. Использование пакетов CFD программ расчета вязких течений (STAR CCM+, Fluent, Ansys). Начало обратной тенденции развития более дешевых и скоростных CFD программ, специализированных для конкретных практических задач судостроения с возможностью большей стандартизации процесса подготовки исходных данных, с отказом от универсальных пакетов программ.
Разработка серий моделей судов как основного инструмента для выбора обводов. Развитие обводов крупнотоннажных судов с большим коэффициентом общей полноты C_B (типа супертанкеров) и более скоростных среднетоннажных транспортных судов.	Развитие расчетных методов практически свело к нулю практику создания серий моделей корпусов, и к минимуму – создание серий моделей винтов, что означает революционные изменения в методах гидродинамического проектирования. Переход от проектирования по сериям к индивидуальному проектированию корпусов и гребных винтов с широким применением компьютерных расчетов является этапным событием в развитии судовой гидродинамики, свершившимся за последние 2–3 десятилетия. Ведется разработка многокритериальной суперкомпьютерной технологии оптимизации гребного винта, работающего за корпусом судна.

Важнейшим, революционным шагом для экспансии компьютерной гидродинамики явилась *разработка методов расчета потоков вязкой жидкости методом решения уравнений Навье – Стокса в приближении Рейнольдса* (RANS методы или, в нестационарной постановке, – URANS методы). Даже специалистам стало казаться, что расчетными методами может быть сосчитано абсолютно все, если будут достаточно мощные компьютерные ресурсы (так называемые суперкомпьютеры с их возможностями параллельных вычислений). Это послужило причиной раскола в рядах гидродинамиков. Как ни странно, большая часть из них отстаивает новые позиции – «сосчитать можно все».

Любая кафедра в университете, не имеющем крупных экспериментальных установок, проектные группы верфей и конструкторских бюро, обзаведшиеся собственным вычислительным центром – все они проявляют заинтересованность, видят возможность закрыть расчетами все технические вопросы и, не слишком углубляясь в проблемы точности и области применения используемых моделей и программ, проводят решение задач, которые раньше безусловно заказывались бы для экспериментального решения в опытовых бассейнах. В то же время известно, что для внедрения новых расчетных инструментов исследования требуется разработка и всесторонняя валидация технологий проведения расчетов, которую крайне сложно выполнить, не имея доступа к соответствующей экспериментальной базе [1].

Ученые опытовых бассейнов стремятся сохранить системный подход и готовы к планомерному внедрению и валидации современных расчетных методов, в первую очередь путем комбинирования расчетных и экспериментальных методик, обеспечивая тем самым углубление в физику изучаемых процессов и, благодаря этому, – увеличению точности и повышению уровня решаемых прикладных задач.

Данная проблема характерна не только для отечественного судостроения. Учитывая ситуацию, сложившуюся в мировой корабельной гидродинамике, конференция ITTC в 2014 г. посвятила большую часть своего времени рассмотрению взаимоотношений экспериментальной и компьютерной гидродинамики (будем в дальнейшем в настоящей статье придерживаться международно признанных аббревиатур EFD (Experimental Flow Dynamics) и CFD (Computational Flow Dynamics) соответственно).

Проведенные симпозиумы по компьютерной гидродинамике, а также аналитическая работа комитетов ITTC, в том числе и специально созданного комитета по CFD, позволили проанализировать современное состояние CFD и сделать выводы и позиции, занимаемых CFD и EFD в современной судовой гидродинамике. В России существует свой опыт развития CFD и применения расчетов в проектировании кораблей и судов. Анализу зарубежного и отечественного опыта и определению современных позиций CFD и EFD посвящены научные статьи [1-15].

1. Экспериментальные испытания судна

1.1 Цели и задачи испытаний мореходных качеств судов

Возникшая тысячелетия назад корабельная гидродинамика трудами многочисленных ученых превратилась в эффективный теоретический аппарат, позволяющий успешно прогнозировать характеристики корабля. Однако к концу XIX столетия теоретические методы оказались недостаточно эффективными и потребовалось привлечение данных экспериментальных исследований для уточнения результатов, полученных расчетом. Именно поэтому, следуя идеям отца и сына Фруда (Англия), Давида Тейлора (США) и Эмиля Бертена (Франция), во многих странах начали создаваться опытовые бассейны. Главная задача, которая ставилась перед этими экспериментальными установками, — определение сопротивления движению корпуса судна. Эти бассейны стали основой для последующего создания научно-исследовательских центров в различных странах.

Особенность применения опытовых бассейнов в судостроении заключается в том, что они являются не только и не столько научной лабораторией, где разрабатываются новые технические решения, но неотъемлемой частью процесса строительства кораблей и судов, без которой невозможно корректное проектирование судна. При этом функция «прокатной станции» моделей реальных проектов судов для бассейна является его основным предназначением, и уже вторичной, подчиненной этому, является функция проведения научных исследований. Учитывая гигантские размеры и стоимость современных судов, в судостроении невозможно создание «опытного образца судна»: нельзя, как, например, в авиации, создать 2–3 образца, предназначенных только для испытаний.

Методы математического моделирования не позволяют во всех деталях описать сложные гидродинамические процессы взаимодействия судна с окружающей средой, особенно в тех случаях, когда существенную роль играет вязкость жидкости. По этой причине физический модельный эксперимент является неотъемлемой частью исследований мореходных качеств корабля. С его помощью осуществляются:

- проверка и корректировка теоретических решений,
- разработка практических способов расчета, прогнозирование и оптимизация ходкости и управляемости, динамической остойчивости и мореходности.

Для этой цели необходима экспериментальная база, включающая как универсальные, так и уникальные специализированные лабораторные установки. К ним относятся опытовые бассейны, гидролотки, циркуляционные и штормовые бассейны, аэродинамические и кавитационные трубы, кавитационные и ледовые бассейны, полигоны для испытаний самоходных моделей.

1.2 Цели и задачи испытаний мореходных качеств судов. Научные и эксплуатационные испытания.

Основной целью мореходных испытаний является исследование мореходности судна, т. е. тех его качеств, которые определяют поведение судна на волнении. Обычно считают, что мореходность судна характеризуется бортовой, килевой и вертикальной качкой и вызванными ею ускорениями корпуса, снижением скорости и ходкостью на волнении, рысканием, заливанием и забрызгиванием палуб и надстроек, слемингом и оголением оконечностей, прочностью корпуса и отдельных его конструкций, возможностью использования технического оборудования судна при движении на волнении, а также общей приспособленностью судна к плаванию в штормовых условиях. Последнее свойство определяется герметичностью внутренних помещений, возможностью беспрепятственного сообщения между надстройками и отсеками судна в штормовую погоду, степенью защищенности персонала на открытых постах и мостиках от ветра, дождя и брызг.

В настоящее время натурные испытания являются основным источником информации о мореходности судов в реальных условиях плавания и позволяют решать следующие задачи:

- **оценить мореходность судна** с точки зрения соответствия его мореходных качеств проектным данным и выявления недостатков, снижающих мореходность;
- **получить сравнительные материалы для оценки эффективности конструктивных решений**, направленных на повышение мореходности и обеспечение нормальной эксплуатации судна при Плавании на волнении;
- **получить экспериментальные данные, которые позволяют проверить и уточнить методы расчета** и предсказания мореходности проектируемых судов на нерегулярном волнении;
- **оценить эффективность и эксплуатационные качества успокоителей качки**; оценить эффективность и эксплуатационные качества системы автоматического управления и защиты главного двигателя при воздействии качки судна;
- **определить технические показатели судового оборудования и автоматических систем управления**, которые подвержены влиянию качки и волнения.

В зависимости от назначения различают два типа мореходных испытаний: **приемосдаточные (эксплуатационные) и специальные (научные).**

Приемосдаточным испытаниям, как правило, подвергают головные суда серии. Основной целью этих испытаний является проверка мореходности судна и его соответствия спецификационным требованиям, указанным в задании на проектирование. Испытания проводят в период сдачи судна заказчику или во время первых эксплуатационных рейсов судна.

Специальные мореходные испытания ведутся с различными исследовательскими целями, и поэтому программа и методы проведения этих испытаний могут существенно отличаться от приемосдаточных испытаний узкоцелевого назначения. Специальные испытания чаще всего проводят во время экспедиционного плавания выбранного объекта или как испытания, выполняемые исследователями во время эксплуатационных рейсов судна, что должно быть включено судовладельцем в рейсовое задание капитану.

Параметры, характеризующие мореходность судна, зависят не только от конструктивных элементов корпуса, архитектуры и формы обводов судна, технических характеристик пропульсивного комплекса и оборудования судна, состояния его нагрузки, но и от условий плавания, которые определяются силой волнения и ветра, величиной и направлением скорости судна, температурой забортной воды и воздуха и т. д. Поэтому объективное определение условий плавания и в первую очередь состояния моря и ветра — важнейший этап мореходных испытаний, без которого невозможен анализ полученных результатов. Кроме того, определение элементов волнения и ветра имеет самостоятельное значение, так как накопление и систематизация таких данных способствуют расширению представлений о реальных условиях плавания судов, что необходимо судостроителям.

Наблюдения показывают, что реальное морское волнение и вызываемая им качка судна характеризуются отсутствием какой-либо видимой закономерности в изменении амплитуды и периода следующих друг за другом колебаний и представляют типичные примеры случайных процессов. Как и всякий случайный Процесс, морское волнение и качка судна могут быть описаны только в вероятностном смысле. Поэтому при исследовании мореходности судов широко применяются методы математической статистики и теории вероятностей. Необходимость использования вероятностных методов следует учитывать не только при анализе результатов мореходных испытаний, но и на более ранних стадиях работы при подготовке к мореходным испытаниям.

Мореходные испытания — это комплексная операция, в которой участвуют большие коллективы людей, морские суда, а в качестве обеспечивающих средств могут быть использованы самолет и береговые радиостанции. Во избежание непроизводительных материальных затрат и времени мореходные испытания должны быть тщательно спланированы, хорошо подготовлены и оперативно проведены. При подготовке мореходных испытаний важно правильно выбрать район и время проведения испытаний. Площадь и глубина акватории должны соответствовать размерам и скорости судна (см. § 4). Продолжительность испытаний, зависящая главным образом от ожидания волнения заданной силы, должна быть по возможности минимальной. Для выполнения этих требований следует использовать данные о повторяемости волнения в предполагаемом районе испытаний. Установленную на основании многолетних наблюдений повторяемость волнения можно рассматривать как вероятность встретить волнение определенной силы в будущем [55].

2. Испытание движения судна

Экспериментальное исследование движения какого-нибудь тела относительно покоящейся жидкости возможно двумя способами: можно заставить тело двигаться в покоящейся жидкости или, наоборот, можно заставить набегать на неподвижное тело равномерный поток жидкости. Первый способ особенно пригоден для исследования движения тел в воде и используется при испытании моделей судов в специальных гидродинамических каналах.

При исследовании моделей судов особое значение имеет сохранение подобия волн, вызываемых движением модели и судна в натуре. Для этой цели скорости движения модели и судна в натуре должны относиться друг к другу как корни квадратные из длин модели и судна в натуре (так называемый закон подобия Фруда; согласно § 13 гл. III длины волн пропорциональны длинам модели и судна в натуре). Одновременное соблюдение подобия в отношении трения невозможно, так как для этого необходимо, чтобы для обоих движений были одинаковы числа Рейнольдса, что несовместимо с соблюдением закона подобия в отношении волн. Поэтому от соблюдения подобия в отношении трения при испытании моделей судов приходится отказываться. Для того чтобы обусловленные этим ошибки были малы, применяются возможно большие по размерам модели.

В морской технике **испытание** движения **судна** - **это** гидродинамическое испытание, выполняемое с моделями судна с целью спуска нового (полноразмерного) судна или уточнения конструкции судна для улучшения его характеристик в море. Испытания проводятся в корабельном модельном бazine или "буксировочном танке". Существуют различные типы испытаний: модель может буксовать по прямой или круговой траектории, и может подвергаться осцилляциям. Силы, действующие на судно, измеряют с помощью динамометра. Испытания могут проводиться в с общей конструкцией или с учетом характеристик гребного винта.

2.1 Общие положения

Ходкостью называют способность судна двигаться с заданной скоростью при эффективном использовании мощности энергетической установки. Это мореходное качество в значительной степени определяет энергетические затраты, сопутствующие эксплуатации судна, а следовательно и экономические показатели последнего.

На любое тело, движущееся в жидкости, действует сила сопротивления. Чтобы ее преодолеть, к телу необходимо приложить полезную тягу — усилие, равное по величине и противоположное по направлению. При этом будет обеспечено установившееся движение, т. е. прямолинейное с постоянной скоростью. Именно такое движение является предметом изучения в курсе «ходкость».

Устройство, предназначенное для создания полезной тяги, называется движителем. Таким образом, ходкость включает два раздела: сопротивление среды движению судна и движителя. Остановимся на первом из них, который изучает закономерности формирования силы сопротивления, определяющие ее факторы, влияние условий эксплуатации судна.

Сила сопротивления, действующая на движущееся судно, зависит от скорости его перемещения, характеристик судна (его размеров и формы) и характеристик среды (физических свойств жидкости: ее плотности и вязкости). Большинство существующих судов надводные; они испытывают сопротивление со стороны воды и со стороны воздуха.

Вода — практически несжимаемая жидкость, ее плотность можно считать не зависящей от давления и температуры и, как уже говорилось выше, принимать равной $\rho = 1 \text{ т/м}^3$ для пресной и $\rho = 1,025 \text{ т/м}^3$ для морской воды. В отличие от плотности кинематическая вязкость для пресной и соленой воды практически одинакова, однако она зависит от температуры:

$t, ^\circ\text{C}$4 8 12 16 20

$10^6 \nu, \text{ м}^2/\text{с}$ 1,57 1,39 1,24 1,11 1,01.

В нашей стране при расчетах сопротивления судов температура воды считается равной $t = 4 ^\circ\text{C}$, кинематическая вязкость при этом составляет $\nu = 1,57 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

И плотность, и кинематическая вязкость воздуха зависят от температуры и давления. При атмосферном давлении и температуре $t = 15 ^\circ\text{C}$ эти величины принимают значения $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 1,44 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, которые и используются в расчетах сопротивления.

В несовпадении температур воды и воздуха нет противоречия — практически всегда они не одинаковы. В то же время конкретные значения температур, закладываемые в расчеты ходкости, имеют принципиальное значение — они позволяют сопоставлять результаты, полученные в различных научных лабораториях, конструкторских бюро и т. д.

По давней традиции в морском флоте для измерения скорости принята специальная единица — узел, который равен одной морской миле в час. В свою очередь, морская миля составляет 1852 м, что равно $\frac{1}{60}$ земной дуги по меридиану т. о. $1 \text{ уз} = 1852/3600 = 0,514 \text{ м/с}$. Для судов внутреннего плавания скорость обычно измеряется в километрах в час (км/ч).

2.2 Режимы движения судов.

Все силы, действующие на движущееся судно, могут быть приведены к главному вектору и главному моменту, которые располагаются в диаметральной плоскости (ДП). Последнее объясняется тем, что корпус симметричен относительно ДП, а движение установившееся.

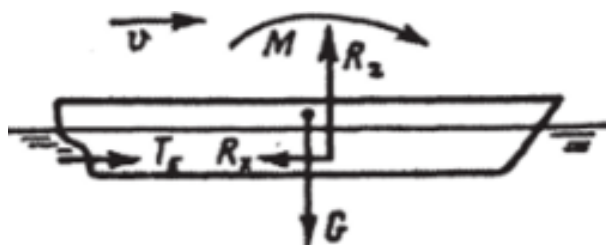


Рис. 3.1. Силы, действующие на судно

Схема сил, действующих на судно, приведена на рис. 3.1. Вертикальная составляющая главного вектора — сила поддержания R ; уравнивает силу тяжести судна G , горизонтальная — сила сопротивления R_x — в свою очередь, уравнивается создаваемой двигателем полезной тягой T_c . Главный момент M уравнивает дифференцирующие моменты, возникающие вследствие того, что вертикальные (R и G) и горизонтальные (R_x и T_c) силы противоположного направления в общем случае действуют вдоль разных линий.

При невысоких скоростях движения сила поддержания практически полностью определяется гидростатикой, посадка судна остается такой же, как и без хода.

По мере увеличения скорости все большую роль начинают играть гидродинамические силы. За счет их вклада в силу поддержания водоизмещающий объем и осадка уменьшаются, судно подвсплывает, приобретает ходовой дифферент. Дальнейший рост скорости движения приводит к тому, что корпус практически полностью выходит из воды и судно начинает скользить по ее поверхности. При этом гидростатические силы постепенно уменьшаются до нуля, а сила тяжести судна уравнивается гидродинамической силой поддержания.

В соответствии с природой действующих на судно сил поддержания и характером изменения ходовой посадки различают три режима движения: плавание, переходный и глиссирование. Как указывалось выше, режим движения определяется скоростью. Однако в размерном виде скорость может характеризовать режим движения лишь конкретного судна. Поэтому в качестве безразмерного критерия используется относительная скорость — число Фруда по водоизмещению, записываемое следующим образом:

$$Fr_D = v / \sqrt{g^3 D / \rho}, \quad (3.1)$$

где v — скорость движения м/с; $g - 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; D — водоизмещение (масса) судна, т; ρ — плотность воды, т/м³.

В (3.1) величина $D/\rho = fv$ выступает в роли некоторого обобщенного линейного размера, который в силу неизменности массы судна ($D = \text{const}$) также остается неизменным при всех режимах движения. Число Фруда в традиционной записи

$$Fr = v / \sqrt{gL} \quad (3.2)$$

здесь использовано быть не может — рост скорости приводит к уменьшению погруженного V объема корпуса, соответственно снижаются и его смоченная поверхность Q и длина L действующей ватерлинии, которая фигурирует в качестве характерного размера в (3.2).

Режим плавания наблюдается при невысоких относительных скоростях движения; условия, определяющие его, можно записать в виде

$$G = \gamma V, \quad Fr_D < 1,0, \quad (3.3)$$

где $\gamma = \rho g$ — удельный вес воды, кН/м³; V — объемное водоизмещение судна без хода ($v = 0$), м³.

В переходном режиме увеличивается относительная скорость движения, соответственно изменяется условие равновесия вертикальных сил:

$$G = \gamma V_i + R_{гг}; \quad 1,0 \leq Fr_D \leq 3,0, \quad (3.4)$$

где $V_i < V$ — погруженный объем корпуса; $R_{гг}$ — гидродинамическая сила поддержания.

Режим глиссирования — скольжения по поверхности воды — наступает при высоких относительных скоростях и характеризуется условиями

$$G = R_{гг}; \quad Fr_D > 3,0. \quad (3.5)$$

Выходу на режим глиссирования в значительной степени способствует дифферент на корму, возникающий еще в переходном режиме. Дальнейший рост скорости сопровождается уменьшением угла дифферента и снижением смоченной поверхности корпуса.

При больших относительных скоростях $Fr_D \gg 3$ начинается рикошетирующее скольжение по воде, когда скольжение по воде чередуется с подлетами (как плоский камень, брошенный параллельно поверхности воды). Подобный режим может наступить у высокоскоростных спортивных судов. Для того чтобы не допустить отрыва их корпуса от воды, принимаются специальные меры.

Границы между режимами достаточно условны; качественного изменения характера движения при достижении соответствующих относительных скоростей ($Fr_0 = 1,0$ и $Fr_0 = 3,0$) не происходит.

Основная часть современных кораблей и судов морского флота движется в режиме плавания, их называют водоизмещающими. В эту категорию, наряду с прогулочной весельной лодкой водоизмещением $D = 0,5$ т и речным буксиром $D = 20$ т, входят самые крупные военные корабли — ударные авианосцы США (например, «Энтерпрайз», $D = 91\,000$ т) и самые крупные суда (например, сверхкрупнотоннажный танкер «Батиллус», $D = 630\,000$ т).

Переходный режим характерен для не очень больших, относительно быстроходных судов и кораблей. Так, например, знаменитые русские миноносцы типа «Новик» двигались в этом режиме; соответствующее максимальной скорости число Фруда $Fr_D = 1,8$. Близки к ним в этом плане и современные фрегаты (табл. 3.2). В режиме глиссирования движутся высокоскоростные катера, относящиеся к судам с динамическим поддержанием (СДП). К тому же классу относятся и другие быстроходные транспортные средства, у которых в расчетном режиме движения сила тяжести судна уравнивается динамической силой поддержания. Это — суда на подводных крыльях (СПК), суда на воздушной подушке (СВП) и суда — экранопланы (СЭП). Все СДП — сравнительно небольшие суда, водоизмещение которых на сегодня не превышает 500 т. Это объясняется тем, что за скорость приходится очень дорого платить — энергозатраты стремительно возрастают с увеличением числа Фруда. Так, в табл. 3.2 для некоторых судов и кораблей приведены относительные скорости — Fr_D и соответствующие им значения энерговооруженности, или удельной мощности, т. е. мощности, приходящейся на тонну водоизмещения $v_5 \sim P_s/D$ (P_s — мощность главной энергетической установки, ЭУ; D — водоизмещение).

Таблица 3.2 Характеристики некоторых судов

Судно	Водоизмещение D , т	Скорость V_s , уз	Мощность ЭУ, P_s , кВт	Относительная скорость Fr_D	Энерговооруженность V_s , кВт/т
Навалочное	230 000	12,6	13900	0,270	0,061
Контейнеровоз	77100	24	42000	0,605	0,545
Ударный авианосец	80000	35	220 000	0,88	2,70
Пассажирский лайнер	41500	36	177 000	1,00	4,25
Многоцелевой фрегат	3 320	29	32000	1,23	9,64
Миноносец «Новик»*	1300	37	22000	1,80	17,0
Глиссирующий катер	70	45	4600	3,60	66
Судно на подводных крыльях	330	62	25000	3,86	76
Судно на воздушной подушке	220	69	11200	4,61	51

На основании анализа данных табл. 3.2 можно прийти к выводу, что создание высокоскоростных крупнотоннажных СДП — задача на сегодняшний день совершенно нереальная. Подтверждением тому служит и пример 3.1.

Пример 3.1. Оценим мощность механической установки и ее массу, необходимые для того, чтобы навалочное судно водоизмещением $D = 230\,000$ т (см. табл. 3.2) двигалось в режиме глиссирования.

Определим запасы топлива, обеспечивающие дальность плавания $S = 16\,000$ миль. Примем $Fr_0 = 3,5$, $v_s = 65$ кВт/т, найдем требуемую мощность энергетической установки (ЭУ):

$$P_s = D \times v_s = 230\,000 \times 65 \approx 15\,000\,000 \text{ кВт}.$$

Принимая для оценки удельную массу $\gamma_m = 40$ кг/кВт, что соответствует современным паротурбинным и дизельным установкам большой мощности, определим массу ЭУ:

$$M_m = \gamma_m \cdot P_s = 40 \times 10^{-3} \times 15\,000\,000 = 600\,000 \text{ т}.$$

Приняв удельный расход топлива $q_T \approx 0,2$ кг/кВт ч и рассчитав скорость движения судна

$$v = Fr_D \sqrt{g^3 D / \rho} = 3,5 \sqrt{9,8 \times 230\,000 / 1,025} = 85 \text{ м/с} \approx 165 \text{ уз} \approx 310 \text{ км/ч},$$

определим запас топлива, необходимый для преодоления заданной дальности плавания:

$$M_T = q_T P_s \cdot t = q_T \cdot P_s \cdot (S/v) = 0,2 \times 10^{-3} \times 15\,000\,000 \times 16\,000 / 165 \approx 290\,000 \text{ т}.$$

Таким образом, суммарная масса ЭУ и запасов топлива почти в 4 раза должна превысить полное водоизмещение рассматриваемого судна.

2.3 Основные составляющие сопротивления

Из курса гидромеханики известно, что при установившемся движении в безграничной идеальной жидкости тело не испытывает сопротивления — парадокс Эйлера — д'Аламбера. Силы вязкости при этом отсутствуют, давление в носовой и кормовой оконечностях одинаково (рис. 3.2, а). Если тело приблизить к свободной поверхности, на последней возникнут волны, распределение давления вдоль тела изменится (рис. 3.2, б), появится сила, направленная в сторону, противоположную скорости, — волновое сопротивление R_w . При движении в вязкой жидкости на теле создается пограничный слой, линии тока отесняются от поверхности, соответственно в кормовой оконечности снижается давление (рис. 3.2, в) — тело испытывает вязкостное сопротивление R_v .

В свою очередь, это сопротивление можно представить состоящим из двух частей — сопротивления трения R_r и формы R_{vp} — за счет трансформации эпюры давлений.

На основании изложенного сопротивление судна, которое движется, пересекая свободную поверхность воды, можно записать в виде

$$R_x = R = R_v + R_w = R_f + R_{vp} + R_w \quad (3.6)$$

(в дальнейшем индекс x в обозначении сопротивления будем опускать).

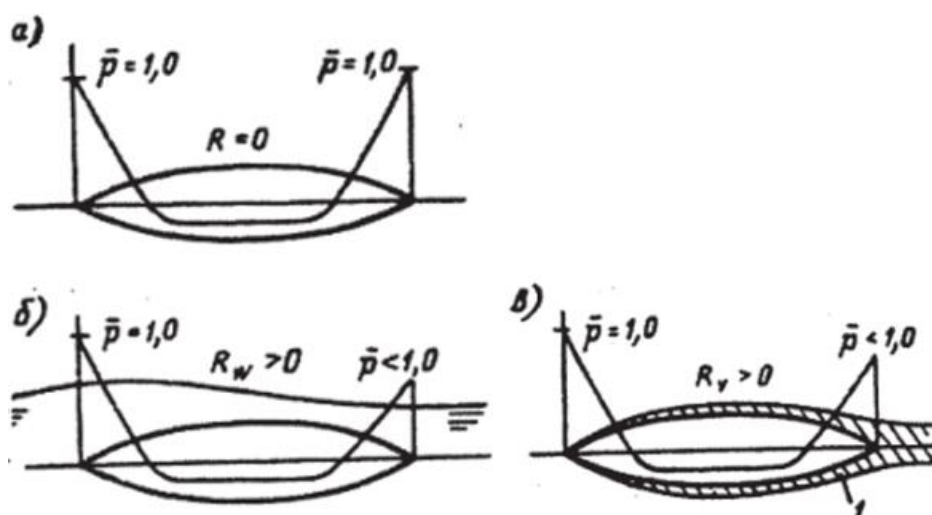


Рис. 3.2. Сопротивление движению тела: *а* - в безграничной идеальной жидкости; *б* — вблизи поверхности в идеальной жидкости; *в* — в безграничной вязкой жидкости

Используя известную из гидромеханики форму представления сил динамической природы, запишем общую формулу сопротивления:

$$R = C \cdot \frac{\rho v^2}{2} \cdot \Omega, \quad (3.7)$$

где C — коэффициент полного сопротивления судна; Ω — площадь его смоченной поверхности.

Очевидно, что по аналогии с (3.6) и коэффициент полного сопротивления можно представить в виде суммы составляющих:

$$C = C_v + C_w = C_f + C_{vp} + C_w, \quad (3.8)$$

где C_p , C_{vp} , C_v соответственно коэффициенты сопротивления, трения, формы, волнового и вязкостного.

Силы вязкостной природы определяются числом Рейнольдса

$$Re = vL/\nu \quad (3.9)$$

— критерием динамического подобия, характеризующим соотношение вязкостных и инерционных сил.

Волнообразование, а следовательно, и волновое сопротивление, зависят от отношения инерционных и гравитационных сил, т. е. от критерия динамического подобия — числа Фруда [см. (3.2)]. Тогда коэффициенты сопротивления можно представить в виде

$$\begin{aligned} C &= f(Re, Fr); \quad C_v = f(Re); \quad C_f = f(Re); \\ C_{vp} &= f(Re); \quad C_w = f(Fr). \end{aligned} \quad (3.10)$$

Выражение (3.10) записано в предположении справедливости гипотезы о независимости отдельных составляющих. В соответствии с этой гипотезой вязкость жидкости не оказывает влияния на процессы волнообразования, а последние, в свою очередь, не влияют на вязкостное сопротивление. Строго говоря, данная гипотеза не отвечает действительности — взаимное влияние имеет место. Однако для большинства судов оно настолько мало, что имеет порядок погрешности соответствующих экспериментов и расчетов. Допускаемая гипотезой нестрогость с лихвой окупается существенным упрощением экспериментальных и теоретических методов изучения сопротивления.

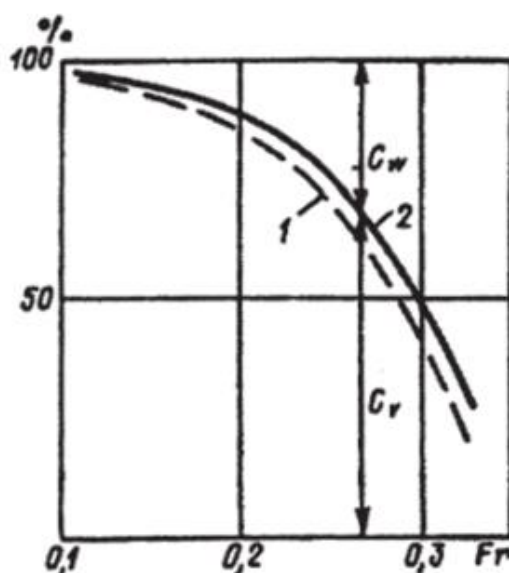


Рис. 3.3. Составляющие сопротивления: 1 — судно; 2 — модель

Доля составляющих сопротивления различной природы зависит как от формы судна, так и, в значительно большей степени, от скорости его движения. При невысоких числах Фруда ($Fr < 0,20$) преобладает вязкостное сопротивление, с ростом относительной скорости волнообразование становится все более интенсивным, соответственно возрастают волновое сопротивление и его роль в общем балансе (рис. 3.3). Коэффициент вязкостного сопротивления от скорости зависит слабо, незначительно уменьшаясь с ее ростом. Вследствие различия в числах Рейнольдса (см. § 3.3) соотношение между коэффициентами вязкостного и волнового сопротивления у модели и натурного судна не одинаково.

Большинство морских транспортных судов проектируется таким образом, чтобы относительная скорость их движения не превышала $Fr * 0,25 + 0,30$, когда величина волнового сопротивления не является чрезмерной. Ограничение скорости водоизмещающих судов и кораблей, вызванное указанными выше причинами, часто называют волновым барьером.

Увеличение размеров судна при неизменной скорости движения приводит к снижению числа Фруда и, соответственно, волнового сопротивления. В этом плане крупные суда имеют определенные преимущества перед более мелкими.

2.4 Вязкостное сопротивление.

Тело, движущееся в безграничной жидкости, испытывает только вязкостное сопротивление. В наибольшей степени к этому приближаются высоко летящий самолет, подводная лодка на большой глубине. Тогда вместо (3.7) и (3.8) можно записать

$$\left. \begin{aligned} R &= R_V = R_F + R_{VP} \\ C &= C_V = C_F + C_{VP} \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

При этом практически все потери энергии происходят в пограничном слое — в примыкающей к поверхности тела очень ограниченной области, где скорости изменяются от нуля до скорости набегающего потока.

При невысоких скоростях, когда число Рейнольдса не превышает некоторого критического значения ($Re < Re_{кр}$), режим течения в пограничном слое ламинарный. Коэффициент сопротивления трения пластины при этом

$$C_{F0} = 1,328 / \sqrt{Re}. \quad (3.12)$$

Для судов и их моделей характерны довольно высокие числа Рейнольдса ($Re = 10^8 - 10^{10}$ — суда; $Re = 10^6 - 10^7$ — модели), существенно превышающие критическое значение, которое для пластины

$$Re_{кр} = 2,5 \cdot 10^5. \quad (3.13)$$

Таким образом, для ходкости основной интерес представляет закритический режим течения, турбулентный. При этом толщина пограничного слоя для плоской пластины может быть найдена с помощью зависимости

$$\delta/L = 0,217 Re^{-1/7}, \quad (3.14)$$

а коэффициент сопротивления трения определен по одной из следующих формул:

Прандтля — Шлихтинга

$$C_{F0} = \frac{0,455}{(\lg Re)^{2,58}} \quad (3.15)$$

или мадридской

$$C_{F0} = \frac{0,075}{(\lg Re - 2)^2}. \quad (3.16)$$

При интересующих нас значениях чисел Рейнольдса ($Re > 10^6$) расчеты с использованием обеих зависимостей (3.15) и (3.16) дают фактически одинаковые результаты. В отечественной практике применяется формула Прандтля — Шлихтинга.

В носовой части каждого тела имеется участок с ламинарным пограничным слоем. Его протяженность x_L определяется равенством местного числа Рейнольдса его критическому значению:

$$Re = vx/v = Re_{кр}. \quad (3.17)$$

Влияние этого участка на коэффициент вязкостного сопротивления не одинаково у судна и его модели (см. пример 3.2). В связи с этим при моделировании принимаются специальные меры, способствующие более раннему переходу ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное (см. § 3.3).

Пример 3.2. Оценим длину ламинарного участка в носовой оконечности судна «Инженер» и его моделей, выполненных в масштабе $m_1 = L_M/L_H = 1:100$ и $m_2 = 1:25$. Скорости движения соответственно равны $v = 10$ м/с; $v_{M1} = 1$ м/с; $v_{M2} = 2,0$ м/с; кинематическая вязкость во всех случаях $\nu = 1,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Принимая $Re_{кр}^B = 2,5 \times 10^5$, найдем длину ламинарного участка в общем виде:

$$x_L = v \cdot (Re_{кр}/v) = 2,75 \cdot 10^{-1}/v.$$

Тогда для судна

$$x_L = 2,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad x_L/L = 1,59 \cdot 10^{-2} \text{ \%}.$$

Для моделей

$m_1 = 1 : 100;$	$L_{M1} = 1,73 \text{ м};$
$x_L = 2,75 \cdot 10^{-1} \text{ м};$	$x_L/L = 15,9 \text{ \%};$
$m_2 = 1 : 25;$	$L_{M2} = 6,92 \text{ м};$
$x_L = 1,38 \cdot 10^{-1} \text{ м};$	$x_L/L = 2,0 \text{ \%}.$

Таким образом, у натурного судна относительная длина ламинарного участка составляет сотые доли процента и режим его обтекания можно считать полностью турбулентным, а у малой модели ($m_1 = 1 : 100$) пограничный слой смешанный: в носовой оконечности на 16% длины он ламинарный, а на остальной протяженности — турбулентный.

Точное определение отдельных составляющих вязкостного сопротивления тела произвольной формы — задача, на сегодняшний день не нашедшая окончательного разрешения. Для практических целей используется допущение о том, что сопротивление трения корпуса судна равно таковому у эквивалентной пластины. В качестве последней принимается условная пластина, длина и площадь которой соответственно равны длине и площади смоченной поверхности судна и которая движется с той же скоростью, что и судно. Выполнение указанных условий обеспечивает равенство чисел Рейнольдса у эквивалентной пластины и судна (или модели), а следовательно и коэффициентов сопротивления трения, которые могут вычисляться по формулам (3.12), (3.15) или (3.16). В соответствии с зависимостью (3.7) будут равны и величины сопротивления трения в целом. Предполагается также, что и судовая поверхность, и эквивалентная пластина являются гидромеханически, или технически, гладкими, т. е. их шероховатость незначительна и не оказывает влияния на характеристики пограничного слоя, которые и определяют сопротивление трения пластины.

Введенное допущение о равенстве коэффициентов сопротивления трения судна и эквивалентной пластины, строго говоря, не отвечает действительности. Трехмерность корпуса, присущие ему продольная и поперечная кривизна приводят к увеличению этого сопротивления на 3—6%. На практике указанную добавку относят к сопротивлению формы. Расчеты при этом существенно упрощаются, а их погрешность остается в приемлемых пределах.

В связи с тем что числа Рейнольдса у судна и его модели не одинаковы, различаются у них и параметры пограничного слоя (см. пример 3.3).

Пример 3.3. Найдем коэффициент сопротивления трения и толщину пограничного слоя в кормовой оконечности судна «Инженер» и его моделей. Исходные данные — те же, что и в примере 3.2. Режим течения во всех случаях будем считать полностью турбулентным.

Для судна по (3.9) определяем расчетное число Рейнольдса:

$$Re = vL/\nu = 10 \cdot 173/1,1 \cdot 10^{-6} = 1,57 \cdot 10^9,$$

а по (3.14) и (3.15) находим толщину пограничного слоя

$$\delta/L = 0,217 Re^{-1/7} = 0,0105; \quad \delta = 1,82 \text{ м}$$

и коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины

$$C_{\tau 0} = 0,455/(\lg Re)^{2,58} = 1,49 \cdot 10^{-3}.$$

Соответствующие величины для моделей составят:

$$\begin{aligned} \text{при } m_1 = 1 : 100 \quad Re &= 1 \cdot 1,73/1,1 \cdot 10^{-6} = 1,57 \cdot 10^6; \\ \delta/L &= 0,0283; \quad \delta = 0,0489 \text{ м}; \quad C_{\tau 0} = 4,12 \cdot 10^{-3}; \\ \text{при } m_2 = 1 : 25 \quad Re &= 2,0 \cdot 6,92/1,1 \cdot 10^{-6} = 1,26 \cdot 10^7; \\ \delta/L &= 0,021; \quad \delta = 0,145 \text{ м}; \quad C_{\tau 0} = 2,90 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Сопоставляя рассчитанные величины, можно прийти к следующим выводам.

1. Как коэффициент сопротивления трения, так и относительная толщина пограничного слоя у судна всегда меньше, чем у модели.
2. В месте расположения движителя поперечный размер гидродинамического следа судна (т. е. удвоенная толщина пограничного слоя в корме) имеет один порядок с диаметром гребного винта, большая часть площади диска которого находится в этом следе. Так, для рассматриваемого судна «Инженер» при диаметре винта $D = 6,42$ м (см. гл. 4) приблизительно 70% площади его диска погружены в спутную струю судна.

Своим возникновением сопротивление формы обязано перераспределению давлений в кормовой оконечности судна, происходящим из-за наличия пограничного слоя. Различают тела хорошо- и плохообтекаемые. У первых основная доля в вязкостном сопротивлении приходится на сопротивление трения, у вторых — на сопротивление формы.

Как правило, корпус судна относится к первой категории тел, сопротивление формы у него не превышает 15—35% вязкостного. Характер изменения сопротивления формы в функции от числа Рейнольдса такой же, как и у сопротивления трения. Последнее обстоятельство позволяет представить коэффициент вязкостного сопротивления в виде

$$C_v = C_{v0} (1 + k), \quad (3.18)$$

где $k = C_{vp}/C_m$ — коэффициент формы.

Точное определение коэффициента формы возможно только средствами достаточно тонкого эксперимента. Приблизненно этот коэффициент находят с помощью эмпирических зависимостей Грэн-вилла ($B/T < 3$):

$$k = 18,7 \cdot \delta^2 / (L/B)^2 \quad (3.19)$$

или Ватанабе (для судов с полными обводами):

$$k = 0,017 + 20\delta / [(L/B)^2 \cdot \sqrt{B/T}]. \quad (3.20)$$

Коэффициент формы, как это и следует из его наименования, в значительной степени определяется обводами судна ($\delta, L/B, B/T$), о количественной его величине дает представление пример 3.4.

Пример 3.4. Рассчитаем коэффициенты формы для судна «Инженер» и навалочного (табл. 3.2). Для последнего дополнительно известно: $L = 291$ м, $B = 50$ м, $\Gamma = 18,3$ м, $\delta = 0,85$.

Для «Инженера» по (3.19) имели

$$k = 18,7 \cdot \delta^2 / (L/B)^2 = 18,7 \cdot 0,619^2 / 6,13^2 = 0,190,$$

для навалочного судна по

$$k = 0,017 + 20\delta / [(L/B)^2 \cdot \sqrt{B/T}] = 0,017 + 20 \cdot 0,85 / [(291/50)^2 \cdot \sqrt{50/18,3}] = 0,324. \quad (3.20)$$

Сопротивление формы плохообтекаемых тел может достигать всех 100% — пример тому пластина, поставленная поперек потока, у которой при $Re = 10^8$ коэффициент сопротивления составляет $C_v = C_{vp} = 2,0$. Та же пластина, расположенная по потоку, — идеальное хорошо обтекаемое тело; при том же числе Рейнольдса ее вязкостное сопротивление на три порядка ниже: $C_v - C_{F0} = 2 \cdot 10^{-3}$, а $C_{vp} = 0$.

Таким образом, кроме формы тела на сопротивление существенное влияние оказывает и его ориентация относительно вектора скорости набегающего потока.

Плохообтекаемые тела могут иметь фиксированную линию отрыва потока и перемещающуюся. К первой категории относятся все тела с острыми кромками: пластина поперек потока, конус и цилиндр, оси которых совпадают с направлением скорости. Однако цилиндр, повернутый на 90° , — пример тела с перемещающейся линией отрыва.

Судовые корпуса, как правило, имеют достаточно большое удлинение ($L/B > 5,5$) и относятся к хорошо обтекаемым телам, сопротивление формы у которых невелико (см.

пример 3.4). В случае меньшего удлинения и полных обводов иногда не удастся избежать отрыва потока, что отрицательно сказывается на сопротивлении.

Надводная часть корпуса и особенно надстройки водоизмещающих судов относятся к телам плохообтекаемым, у них превалирует сопротивление формы.

2.5 Волновое сопротивление.

Перемещаясь по свободной поверхности воды, судно генерирует волны. На их создание и поддержание затрачивается энергия, которая отбирается у движущегося судна. Эквивалентом этой энергии и является волновое сопротивление. Его величина зависит от формы корпуса, особенно в оконечностях. Для конкретного судна волновое сопротивление интенсивно возрастает с ростом скорости. Необходимое условие волнообразования — наличие свободной поверхности, соответственно тело испытывает волновое сопротивление только при движении вблизи этой поверхности. При высоких скоростях движения свободная поверхность не успевает деформироваться, в этом случае ($Fr \rightarrow \infty$) волновое сопротивление отсутствует.

Эпюра распределения давлений вдоль корпуса имеет два пика в оконечностях и впадину в средней части (см. рис. 3.2). Близость свободной поверхности трансформирует эту картину, хотя и не меняет ее качественно. Перепады давления приводят к вертикальному перемещению воды, по мере прохождения судна жидкость начинает колебаться — образуются судовые волны.

По длине корпуса наблюдается два пика давления — в носу и корме, оба служат волнообразующими центрами, соответственно создаются и две группы корабельных волн — носовая и кормовая. Давления в кормовой оконечности всегда значительно меньше, чем в носовой (см. рис. 3.2, б, в) — это откладывает отпечаток на кормовую группу волн, которая менее выражена, чем носовая. При движении в условиях неограниченного по глубине и ширине фарватера каждая группа волн, в свою очередь, состоит из двух систем: расходящихся и поперечных (рис. 3.4).

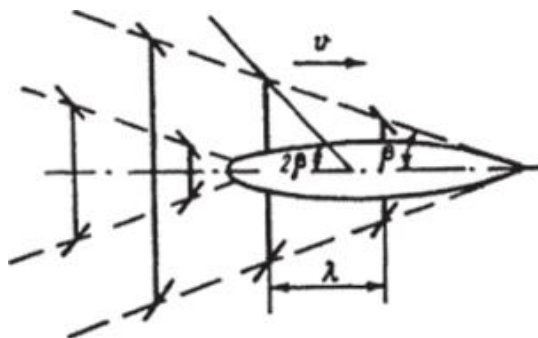


Рис. 3.4. Схема волнообразования при движении судна на глубокой воде

Расходящиеся волны имеют относительно короткие гребни, располагающиеся симметрично по левому и правому бортам и составляющие с ДП угол, который не зависит от скорости движения и для всех судов изменяется в очень узких пределах: $2\beta = 36-40^\circ$.

Если через середины гребней этих волн провести линию, то она составит с ДП угол $\beta = 18-20^\circ$. Внутри этого угла располагаются поперечные волны, гребни которых перпендикулярны к ДП судна. Наблюдатель, находящийся на палубе, видит застывшую картину волн, поскольку они распространяются со скоростью движения судна v . Носовая поперечная волна возникает несколько позади форштевня и начинается вершиной, кормовая начинается впадиной перед ахтерштевнем.

Протяженность поперечных волн возрастает по мере удаления от места зарождения, а их высота соответственно уменьшается, поскольку остается неизменной энергия, затраченная на волнообразование. Характер последнего определяется относительной скоростью. При невысоких числах Фру да отмечаются преимущественно расходящиеся волны. С ростом скорости все более заметными становятся поперечные волны, интенсивно возрастает и волновое сопротивление. Пути расходящихся волн носовой и кормовой групп не пересекаются, соответственно не наблюдается и их взаимодействия. Иначе обстоит дело с волнами поперечными. Известная из курса гидромеханики зависимость между скоростью c и длиной λ справедлива и для корабельных волн:

$$\lambda = 2\pi c^2/g = 2\pi v^2/g, \quad (3.21)$$

т. е. длина поперечных волн определяется скоростью движения судна. Поскольку расстояние между волнообразующими центрами практически неизменно, то в зависимости от скорости движения носовая поперечная волна может прийти к месту зарождения кормовой вершиной либо подошвой. В первом случае высота волн результирующей системы уменьшится, будет иметь место благоприятное взаимодействие (интерференция). Когда вершины поперечных волн носовой и кормовой групп наложатся друг на друга, высота генерируемой корпусом системы корабельных волн возрастет, увеличится и волновое сопротивление — в этом случае наблюдается неблагоприятная интерференция.

В связи с изложенным, зависимость коэффициента волнового сопротивления от числа Фруда не является монотонной; там, где интерференция неблагоприятная, появляются местные горбы, а где благоприятная — впадины. Подобная картина в наибольшей степени проявляется у судов полных образований. Положение впадин и горбов практически не зависит от формы корпуса и определяется только выражением (3.21). Так, для водоизмещающих судов неблагоприятные скорости имеют место при числах Фруда $Fr = 0,22; 0,25; 0,30$ и $Fr = 0,50$, когда коэффициент волнового сопротивления достигает абсолютного максимума; дальнейший рост скорости приводит к его убыванию.

Коэффициент волнового сопротивления зависит от формы корпуса, особенно в оконечностях. У относительно быстроходных водоизмещающих судов с острыми образованиями волновое сопротивление практически отсутствует, вплоть до $Fr = 0,20$, у среднескоростных — до $Fr = 0,15$, у тихоходных судов полных обводов — до $Fr = 0,10$.

При движении судна под свободной поверхностью характер волнообразования качественно остается таким же. Теоретически волновое сопротивление исчезает только в безграничной жидкости, т. е. на бесконечно большой глубине. Однако интенсивность волнообразования существенно снижается с ростом погружения h , что позволяет с достаточной для практических целей точностью принимать $C_w = 0$ при выполнении условия:

$$h/L \geq (1,1 Fr - 0,15),$$

которое справедливо при $0,15 < Fr < 0,70$ т. е. в диапазоне, перекрывающем скорости движения водоизмещающих судов. Волнообразование возникает не только на свободной поверхности воды.

Аналогичное явление происходит и при движении тела вблизи границы раздела двух не перемешивающихся жидкостей различной плотности, например морской воды разной солености или температуры. Такое движение сопровождается появлением внутренних волн и, как следствие, увеличением сопротивления за счет волновой его составляющей.

2.6 Дополнительные составляющие сопротивления.

Буксировочная мощность судна. В теме выше шла речь о вязкостном и волновом сопротивлении, которые относят к основным составляющим, поскольку они превалируют в общем балансе сопротивления судна. Однако, кроме перечисленных, имеют место и другие составляющие сопротивления, называемые дополнительными. К ним относят сопротивление шероховатости, выступающих частей и воздушное.

Зависимости (3.15) и (3.16) справедливы для определения коэффициента сопротивления трения технически гладкой пластины. Поверхность корпуса судна требованиям такой гладкости не отвечает — она обладает шероховатостью. Последнюю принято разделять на две категории. К общей, или распределенной, шероховатости относят неровности, характерные практически для всей поверхности, вызываемые как особенностями материала корпуса (сталь, дерево, железобетон, пластмасса), так и технологией его обработки и окраски. К местной шероховатости относят сварные швы, заклепочные головки, глухие вырезы и ниши. Шероховатости обоих типов несколько изменяют характер течения жидкости в пограничном слое, а следовательно и вязкостное сопротивление, увеличивая его. Основная доля в этом процессе (до 70% и более) принадлежит общей шероховатости.

Для количественной оценки распределенной шероховатости вводят среднеквадратичную высоту бугорков k_δ . Если эти бугорки лежат глубоко в ламинарном подслое пограничного слоя, т. е. выполняется условие $k_\delta \ll \delta_v$ то шероховатость практически не оказывает влияния на вязкостное сопротивление, поверхность считается гидродинамически гладкой.

Параметры пограничного слоя определяются числом Рейнольдса, что позволяет в условии гидродинамической гладкости поверхности толщину ламинарного подслоя δ_1 заменить на этот критерий динамического подобия. Многочисленные исследования показали, что если имеет место соотношение:

$$(k_\delta/L) \operatorname{Re} < 100, \quad (3.22)$$

то шероховатость не изменяет сопротивления, т. е. поверхность является гидродинамически гладкой.

Имея статистические данные по среднеквадратичной высоте бугорков, характерных для поверхностей различных судов и их моделей, можно делать выводы о влиянии общей шероховатости на вязкостное сопротивление. Так, например, для поверхности стальных свежеокрашенных судов среднеквадратичная высота бугорков может приниматься равной $k_\delta = 40 \cdot 10^{-3}$ мм, а для моделей, изготовленных из дерева, парафина или пластика $k_\delta \sim (4+8) \cdot 10^{-3}$ мм. При этом поверхность модели является гидродинамически гладкой, а судна — шероховатой (см. пример 3.5).

Пример 3.5. Определим состояние поверхности судна «Инженер» и его модели в масштабе $m_1 = 1 : 25$, если для них соответственно известно $(k_\delta/L)_c = 2,3 \cdot 10^{-7}$, $(k_\delta/L)_m = 9 \cdot 10^{-7}$, $v_c = 10$ м/с, $v_m = 2$ м/с, а числа Рейнольдса — см. пример 3.3.

Для судна:

$$(k_\delta/L) \cdot \operatorname{Re} = 2,3 \cdot 10^{-7} \cdot 1,57 \cdot 10^9 = 3,6 \cdot 10^2 > 100.$$

Для модели:

$$(k_\delta/L) \cdot \operatorname{Re} = 9 \cdot 10^{-7} \cdot 1,26 \cdot 10^7 = 11 < 100.$$

Таким образом, поверхность модели гидродинамически гладкая, судна — нет.

Роль элементов местной шероховатости проявляется двояким образом: с одной стороны, они обладают собственным сопротивлением, а с другой — в прилегающем районе изменяют характер течения в пограничном слое.

Точное определение сопротивления шероховатости судна сопряжено со значительными трудностями. Как правило, в практических расчетах по аналогии с общей формулой сопротивления используют выражение:

$$R_A = C_A (\rho v^2 / 2) \Omega, \quad (3.23)$$

где C_A — коэффициент сопротивления шероховатости, определяемый по статистическим данным.

В общем балансе сопротивление шероховатости современных морских стальных судов обычно не превышает 10—15%, поэтому небольшая погрешность в определении величины C_A не приводит к сколь заметному искажению окончательных результатов. Однако следует отметить, что это относится к сопротивлению свежеокрашенного корпуса, т. е. к условиям сдаточных испытаний. В процессе эксплуатации лакокрасочное покрытие частично разрушается, обшивка судна подвергается коррозии, обрастает морскими организмами. Интенсивность обрастания зависит от солености и температуры воды, скорости движения судна и времени его стоянок в портах.

Шероховатость поверхности значительно возрастает, соответствующая составляющая сопротивления может стать сопоставимой с основными. Для снижения вредных последствий коррозии и обрастания все суда регулярно проходят докование, в процессе которого их поверхность очищается и окрашивается. Периодичность докования (один-два года) устанавливается Правилами Регистра в зависимости от типа судна, его размеров, района плавания.

К выступающим частям относят все элементы, выходящие за обводы корпуса и имеющие размеры, сопоставимые с толщиной пограничного слоя. Это — гребные валы, кронштейны и выкружки, скуловые кили, рули. Сопротивление этих конструкций имеет в основном вязкостную природу и определяется сложным взаимодействием пограничного слоя корпуса и выступающих частей. Для определения этого сопротивления чаще всего прибегают к экспериментальным методам: проводят испытания как отдельных элементов, так и моделей судов с выступающими частями и без них. Оба способа не лишены недостатков: в первом не учитывается взаимное влияние, во втором в силу различия в числах Рейнольдса не моделируется соотношение размеров выступающих частей и толщины пограничного слоя. Поскольку для морских транспортных судов сопротивление выступающих частей не превышает 2—10%, его обычно рассчитывают по формуле:

$$R_{AP} = C_{AP} (\rho v^2 / 2) \Omega, \quad (3.24)$$

где C_{AP} — коэффициент сопротивления выступающих частей, принимаемый по эмпирическим данным в зависимости от размеров судна и количества гребных винтов.

Для высокоскоростных СДП сопротивление выступающих частей может существенно превышать указанные выше пределы. Так, например, для СП К в расчетном режиме движения всё сопротивление, за исключением воздушного, — суть сопротивление выступающих частей (см. § 3.5).

Надводная часть корпуса со стороны воздуха также испытывает сопротивление. Его природа вязкостная, а поскольку надстройки, как правило, относятся к телам плохообтекаемым, преобладает сопротивление формы. Наиболее достоверный путь определения сопротивления воздуха — продувка модели надводной части корпуса в аэродинамической трубе. В практических расчетах его можно учитывать введением добавки:

$$R_{\text{АВ}} = C_{\text{АВ}} (\rho v^2 / 2) \Omega, \quad (3.25)$$

где $C_{\text{АВ}}$ — коэффициент сопротивления воздуха, определяемый по статистическим данным.

Коэффициент воздушного сопротивления, определяемый по результатам продувки моделей судов в аэродинамических трубах, практически не зависит от скорости воздушного потока. Основное влияние на него оказывают форма надводной части судна, расположение надстроек, рубок, судовых устройств и палубного оборудования.

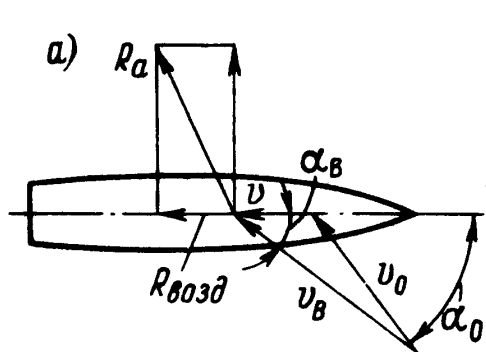
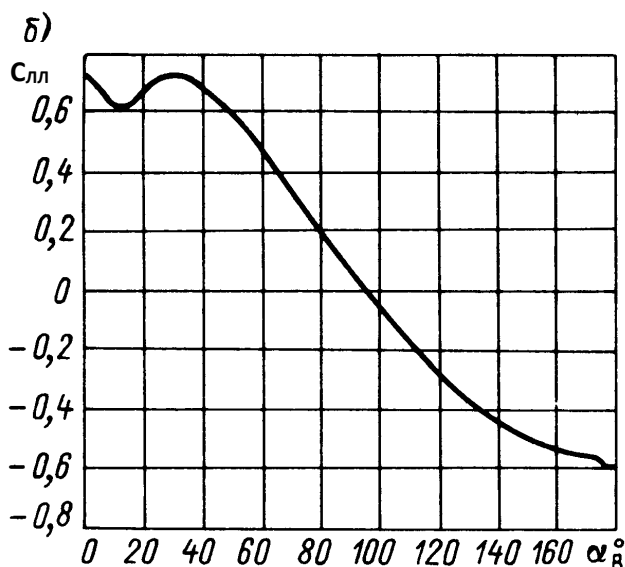


Рис.3.4.1 Воздушное сопротивление:
а - схема действия сил;
б - зависимость $C_{\text{ЛЛ}}$ от α_v



Существенное влияние на коэффициент воздушного сопротивления при движении оказывает направление потока воздуха относительно диаметральной плоскости, определяемое углом α_v который можно найти по формуле:

$$\sin \alpha_v = \frac{v_0}{v} \sin \alpha_0.$$

На рис.97,б приведена зависимость $C_{\text{ЛЛ}}$ от α_v , позволяющая сделать вывод о том, что наибольшее значение коэффициент воздушного сопротивления имеет при $\alpha_v = 25 \div 30^\circ$. Объясняется это невыгодным расположением надстроек и рубок с точки зрения их обтекания потоком воздуха. При α_v , близких к нулю, надстройки и рубки экранируют друг друга, в результате чего воздушное сопротивление несколько снижается. Коэффициент воздушного сопротивления при углах α_v более 90° принимает отрицательное значение, т.е. $R_{\text{ЛЛ}}$ совпадает с направлением движения судна. Однако даже при попутном ветре (свыше 5 ÷ 6 баллов) скорость судна снижается из-за возрастания сопротивления на волнении, которое происходит вследствие ухудшения обтекаемости корпуса судна при качке,

отражения волн от корпуса и взаимодействия набегающих волн и создаваемых судном. При встречном ветре коэффициент воздушного сопротивления промысловых судов $C_{\text{ЛЛ}} = 0,7 \div 1,1$.

Для морских транспортных судов сопротивление воздуха составляет не более 0,5—1,5% полного, что имеет один порядок с погрешностью расчетного либо экспериментального определения последнего. В связи с этим указанная составляющая в ряде случаев вообще не учитывается. Однако и здесь не обходится без исключений: сопротивление воздуха резко возрастает в условиях штормового ветра, а для СВГ1 может быть преобладающим и в обычных условиях.

2.7 Буксировочное сопротивление и буксировочная мощность судна.

Суммируя все рассмотренные выше составляющие, получаем буксировочное сопротивление в целом:

$$R = R_F + R_{VP} + R_W + R_A + R_{AP} + R_{AA}. \quad (3.26)$$

Строго говоря, в (3.26) фигурируют не все составляющие сопротивления. Так, например, у судов весьма полных обводов ($5 > 0,8$) может наблюдаться сопротивление от разрушения носовой подпорной волны R_m , а также индуктивное сопротивление L_i , объясняющееся созданием двух интенсивных вихрей в носовой оконечности. У многих быстроходных судов нельзя пренебречь брызговым сопротивлением; СВП свойственна специфическая составляющая — импульсное сопротивление. Вообще все эти составляющие имеют место для любого судна, однако обычно их можно не учитывать без ущерба для точности расчетов.

Буксировочным сопротивление называется потому, что если бы судно буксировалось, то к тросу необходимо было бы приложить именно такое усилие.

Для обеспечения судну заданной скорости движения нужно затратить определенную полезную мощность P_p которую по аналогии с сопротивлением тоже называют буксировочной:

$$P_E = R \cdot v. \quad (3.27)$$

С учетом общей формулы сопротивления (3.7) можно записать в виде:

$$P_E = C \frac{\rho v^2}{2} \cdot \Omega \cdot v = C \frac{\rho}{2} \cdot \Omega \cdot v^3, \quad (3.28)$$

откуда следует, что буксировочная мощность возрастает пропорционально как минимум третьей степени скорости. Как минимум — потому что коэффициент полного сопротивления C , в свою очередь, растет с увеличением скорости (точнее, числа Фруда).

Мощность главной ЭУ судна P_s всегда больше буксировочной:

$$P_s = \frac{P_E}{\eta_s \eta_D}. \quad (3.29)$$

Пропульсивный коэффициент η_0 характеризует эффективность работы движителя, учитывает потери энергии как в самом движителе, так и возникающие за счет его взаимодействия с корпусом.

Значение пропульсивного коэффициента у современных судов изменяется в достаточно широких пределах $\eta_0 = 0,4-0,8$ и в основном определяется коэффициентом полезного действия движителя (см. гл. 4). Коэффициент полезного действия передачи мощности η_s , зависит от ее типа.

Потери энергии в судовых передачах относительно невелики — для наиболее распространенной прямой передачи от двигателя к движителю они составляют не более 1+3%. Таким образом, мощность судовой силовой установки P_s практически полностью определяется гидродинамическими факторами: сопротивлением корпуса, эффективностью движителя и скоростью движения судна.

2.8 Определение сопротивления экспериментальным путем

Достоверные аналитические методы расчета сопротивления судна произвольной формы пока что отсутствуют. Поэтому, как и раньше, большое внимание уделяется экспериментам, в ходе которых исследуется сопротивление судна либо его модели. В первом случае, когда объектом испытаний служит само судно, эксперимент называют *натурным*, во втором — *модельным*. Прямое определение сопротивления современного, особенно крупного, судна в ходе *натурного эксперимента* — задача чрезвычайной сложности. В принципе для этой цели могут использоваться два метода.

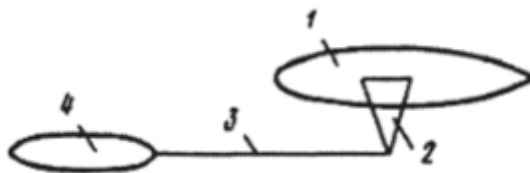


Рис. 3.5. Схема натурного эксперимента В. Фруда: 1 — «Актив»; 2 — стрела; 3 — буксировочный трос; 4 — «Грейхаунд»

Первый из них, в частности, был реализован в конце XIX века известным английским ученым Вильямом Фрудом, который проводил буксировочные испытания корвета «Грейхаунд» ($L = 52$ м, $D = 1000$ т) с помощью парового судна «Актив» (рис. 3.5). Однако такая схема определения сопротивления имеет ряд существенных недостатков: гидродинамическое влияние судна-буксировщика, невозможность устранения провисания буксирного троса, его рывков и, как следствие, обеспечения установившегося движения. Ну и, наконец, трудно представить, с помощью какого судна можно было бы буксировать контейнеровоз водоизмещением $D = 77$ тыс. т (см. табл. 3.2) с расчетной скоростью $v_s = 24$ уз.

Опыт по прямому определению сопротивления вторым способом проводился в начале 50-х гг. XX столетия по совершенно другой, оригинальной, методике. На судне «Люси Астон» были установлены авиационные турбореактивные двигатели-движители. Их тяга, равная по величине сопротивлению корпуса, замерялась с помощью динамометров, через которые двигатели крепились к палубе. Очевидная сложность описанного эксперимента объясняет его уникальность — подобных опытов больше никто не проводил. В связи с этим основное значение в теории корабля приобретает *модельный эксперимент*. Он позволяет не только предсказать сопротивление натурного судна, но и исследовать влияние формы обводов, выбрать их оптимальными для конкретного судна и конкретных условий плавания. Все вновь строящиеся суда в процессе проектирования проходят стадию модельных испытаний.

3. Экспериментальные установки для изучения сопротивления.

Существует два принципа моделирования — в *прямом* и *обращенном движении*. В первом случае модель, подобно натурному судну, перемещается относительно неподвижной среды, во втором — модель неподвижна, перемещается рабочая среда.

При моделировании сопротивления чаще всего используется первый принцип — прямое движение. Моделирование может проводиться как в опытовых (буксировочных) бассейнах, так и в условиях открытого водоема.

Основное значение в теории корабля имеют **опытовые бассейны** — бетонированные каналы, заполненные водой. По способу буксировки модели бассейны разделяют на две группы: *типа Фруда* и *гравитационные*. Последние относятся к категории малых — их длина, как правило, не превышает 50 м. Соответственно ограничены и длина моделей - 3+4 м и скорость буксировки - 3+5 м/с.

Перемещается модель с помощью бесконечного троса, натянутого между двумя барабанами. Один из них, ведущий, через систему блоков приводится в движение свободно падающим грузом. Буксировочное усилие, равное сопротивлению модели, задается массой груза, скорость движения замеряется. В силу указанных выше ограничений длины и скорости моделей в бассейнах гравитационного типа далеко не всегда удастся получить достоверные данные по сопротивлению.



Рис. 3.6. Схема опытового бассейна

Размеры бассейнов типа Фруда (рис.3.7) могут быть весьма внушительными: их длина иногда превышает 1000 м, ширина и глубина достигают соответственно 18 и 8 м. Буксировка модели длиной до 12 м и водоизмещением до 10 т осуществляется с помощью специальной тележки. Последняя, вопреки своему уменьшительному названию, имеет большую массу, помимо экспериментального оборудования и вычислительной техники на ней располагается и группа экспериментаторов. Тележка (1) движется по рельсовым путям, проложенным вдоль бассейна, чаще всего по его бортам (рис. 3.6). Скорость тележки может составлять 10—15 м/с и более. Модель (2) крепится к тележке через динамометр, с помощью которого замеряется сопротивление при заданной скорости.

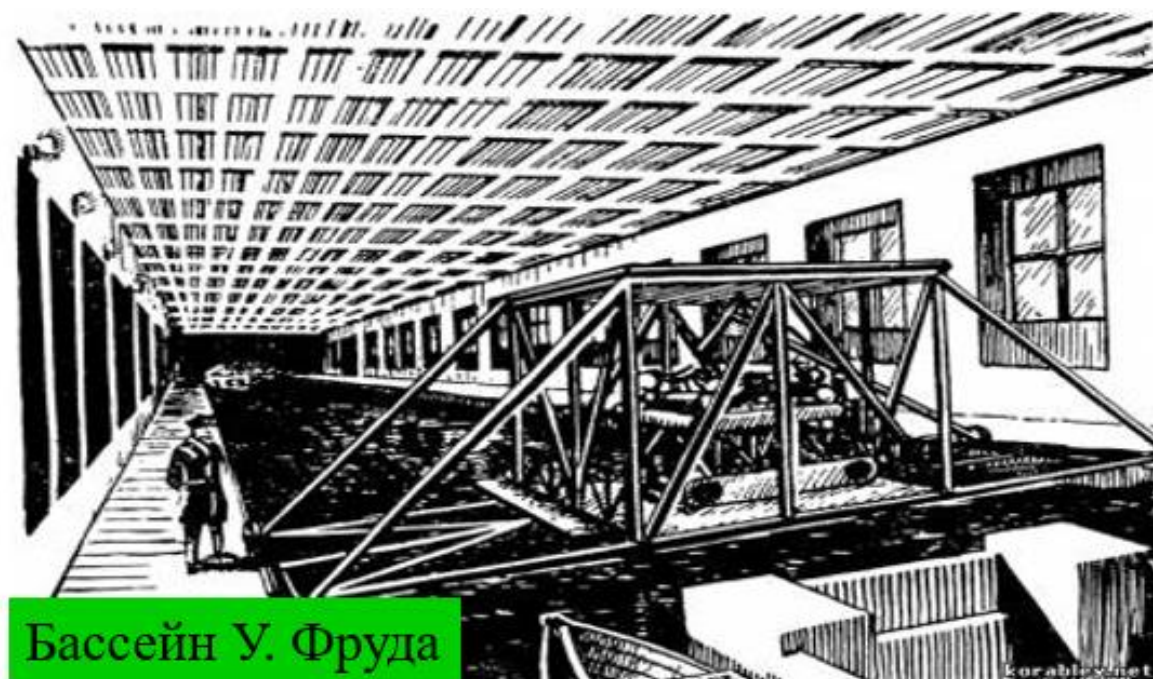


Рис.3.7 - Один из первых опытовых бассейнов У.Фруда

Опытовые бассейны (рис.3.8) относятся к наиболее распространенному типу экспериментальных установок и служат для решения задач *ходкости, мореходности и управляемости судна, изучения работы судовых движителей и взаимодействия их с корпусом судна, выполнения различных научно-исследовательских работ.*

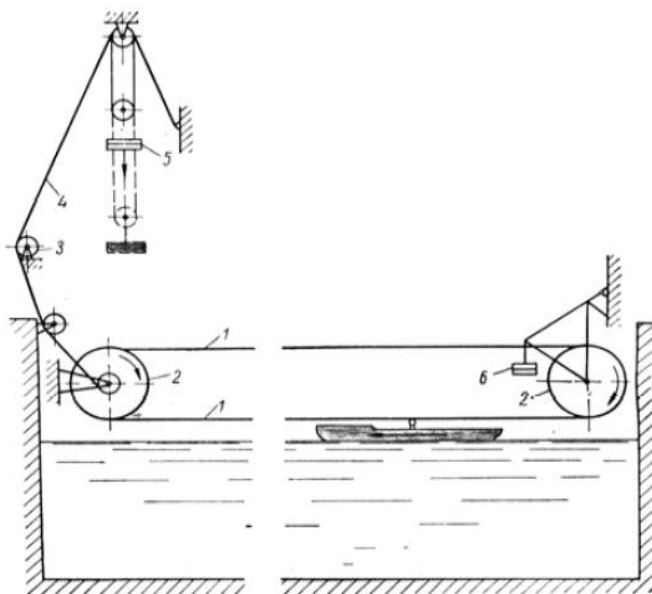


Рис.3.8 - Схема современного опытового бассейна

Основные технические характеристики опытовых бассейнов, построенных в разных странах и их сравнение представлено в таблице 1. Далее рассмотрим наиболее распространенные типы опытовых бассейнов и виды испытаний, которые реализуются ими.

Таблица 3.3. Сравнительные характеристики опытовых бассейнов

Место расположения	Год постройки	Длина наибольшая, м	Ширина, м	Глубина, м	Скорость тележки, м/с
Хаслар (Англия)	1886	122	6,0	2,8	6,0
Дж. Браун (Англия)	1904	122	6,0	3,0	5,0
Геддингтон № 1 им. Ярроу (Англия)	1910	150	9,0	3,7	4,5
Геддингтон № 2 им. В. Фруда (Англия)	1932	207	6,0	2,8	9,0
Хаслар (Англия)	1932	272	12,0	5,5	12,0
Саундерс-Роу (Англия)	1956	92	3,7	1,7	15,0
Фелтем (Англия)	1959	396	14,6	7,6	15,3
Мичиган - Анн Арбор (США)	1904	110	6,7	3,0	-
Вашингтон - бассейн Д. Тейлора (США) - используется как 2 бассейна	1939 - 1948	293 + 552	15,5	6,7	5,2 и 9,0
Кардерок (США) - используется для скоростных испытаний	1939 - 1947	906	6,4	3,0 / 4,9	20 и
Вашингтон - бассейн Д. Тейлора (США) - мелководный	1939	93	15,5	3,0	-
Вена (Австрия)	1919	180	10,0	5,2	8,5
Париж (Франция)	1906	165	10,0	4,0	5,5
Париж (Франция)	После 1960	220	13,0	4,0	10,0

Многие опытовые бассейны специализированы, т. е. приспособлены для проведения испытаний определенных типов. Так, *глубоководные* бассейны служат для исследования движения модели в условиях *неограниченного водоема*. В отличие от них *мелководные* предназначены для *буксировочных испытаний* моделей при ограниченной глубине. *Мореходные* бассейны используются для исследования *параметров движения судна* в условиях волнения. Существуют специальные бассейны для испытаний моделей быстроходных судов — СДГ1. Скорости буксировки в некоторых из них достигают 50 м/с.

В последнее время начали создавать и *кавитационные бассейны*; в них давление над свободной поверхностью воды регулируется — снижается за счет откачки воздуха из герметичного помещения. Здесь исследуется влияние кавитации на характеристики несущих элементов (крыльев), стоек, движителей быстроходных судов.

Особое место занимают *ледовые бассейны*, предназначенные для испытаний моделей ледоколов и судов активного ледового плавания в условиях сплошного ледового покрова.

Крупные бассейны *типа Фруда* — очень дорогостоящие сооружения. Во всех странах мира их насчитывается немногим более ста. В связи с этим каждый опытовый бассейн, когда это возможно, стремятся приспособить для проведения испытаний нескольких из перечисленных выше типов.

Общий недостаток всех опытовых бассейнов — ограниченная длина рабочего участка, на котором модель движется в установившемся режиме. Как правило, более 2/3 длины бассейна используется для разгона модели до необходимой скорости и для ее торможения. Соответственно ограничено и время, в течение которого можно производить замеры и наблюдения за движением модели.

В этом плане выгодно отличаются испытания моделей с помощью судна-буксировщика на открытом водоеме. Для исключения влияния гидродинамического поля судна модель обычно буксируется впереди него. Время рабочего режима может при этом выдерживаться достаточно большим. Тем не менее такие испытания не имеют широкого распространения — они характеризуются существенно меньшей, чем в лабораторных условиях, точностью замеров; зависят от сезона, погоды и т. д.

Для исследования сопротивления в обращенном движении служат гидродинамические лотки, кавитационные и аэродинамические трубы. В первых двух установках рабочей средой является вода, в последней — воздух. В судостроении аэродинамические трубы находят ограниченное применение: в них продуваются модели надводной части судна некоторых выступающих частей и т. д.

Гидродинамические лотки и кавитационные трубы представляют собой замкнутый контур, в котором циркулирует вода. Принципиальное отличие — в лотках рабочий участок, где располагается модель, имеет свободную поверхность. Здесь могут исследоваться процессы волнообразования, испытываться модели надводных судов.

Кавитационные трубы не имеют свободной поверхности, однако давление в рабочем участке может регулироваться, что позволяет моделировать процессы, связанные с кавитацией. Наибольшее распространение в теории корабля кавитационные трубы находят при моделировании работы движителей, и в первую очередь гребных винтов.

3.1 Требования, предъявляемые к модельному эксперименту.

Полное динамическое подобие при моделировании сопротивления в установившемся движении при наличии геометрического подобия модели и натурального судна обеспечивается равенством определяющих критериев динамического подобия — чисел Фруда и Рейнольдса:

$$\left. \begin{aligned} Fr_m &= Fr_n \\ Re_m &= Re_n \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

Определяющими эти критерии являются потому, что сила сопротивления в данном случае зависит от сил весомости и вязкости (см. § 3.2).

Динамическое подобие, условие которого задается равенствами (3.30), означает, что у модели и натуре должно выполняться и равенство безразмерных коэффициентов сопротивления:

$$C_m = C_n. \quad (3.31)$$

В теории корабля моделирование осуществляется в воде, следовательно $v_m = v_n$. При этом одновременное выполнение условий (3.30) возможно лишь в единственном случае,

когда $m - 1$ и моделирование сводится к испытанию натурного судна. Таким образом, на практике требования полного динамического подобия выполнены быть не могут, приходится прибегать к частичному подобию, когда обеспечивается равенство не всех критериев, а лишь части их. В нашем случае это означает либо

$$\left. \begin{array}{l} Fr_m = Fr_n \\ Re_m \neq Re_n \end{array} \right\}, \quad (3.32)$$

либо

$$\left. \begin{array}{l} Re_m = Re_n \\ Fr_m \neq Fr_n \end{array} \right\}. \quad (3.33)$$

В соответствии с (3.32) при моделировании по числу Фруда скорость модели должна быть меньше скорости натурны:

$$v_m = v_n \sqrt{m}. \quad (3.34)$$

При выполнении (3.33) имеем:

$$v_m = v_n / m, \quad (3.35)$$

т. е. модель должна двигаться со скоростью, во много раз превышающей скорость судна. Это требование с технической точки зрения практически не выполнимо. Однако еще более важно соображение принципиального свойства: реализация условия (3.35) означала бы изменение режима движения (см. пример 3.6).

Пример 3.6. Для модели судна «Инженер», выполненной в масштабе $m - 1 : 25$, найдем скорость, отвечающую (3.34) и (3.35). Расчетная скорость движения судна $v_s - 21$ уз; $v - 10,8$ м/с.

При моделировании по числу Фруда имеем $v_n = v_n \cdot \sqrt{m} = 10,8 \sqrt{1/25} = 2,16$ м/с,

по числу Рейнольдса $v_m = v_n / m = 10,8 \cdot 25 = 270$ м/с. Объемное водоизмещение модели

$$V_m = V_n \cdot m^3 = 28,700 / 25^3 = 1,84 \text{ м}^3,$$

а число Фруда по водоизмещению (при $Re_u = Re_n$),

$$Fr_{Dm} = v_m / \sqrt{g \sqrt[3]{V_m}} = 270 / \sqrt{9,81 \sqrt[3]{1,84}} = 77,5$$

Относительная скорость модели при этом многократно превысит границу, определяющую начало режима глиссирования — $Fr_0 - 3$ (см. § 3.1).

Абсолютный рекорд скорости на воде был установлен австралийцем Кеном Ворби в 1978 г. На гоночном катере «Спирит ов Австралия» он достиг фантастической скорости $v = 511 \text{ км/ч} = 142 \text{ м/с}$. При этом относительная скорость составила $Fr_0 = 43$.

Изложенное выше убеждает в невозможности обеспечения равенства чисел Рейнольдса, поэтому моделирование осуществляется по числу Фруда. Тогда, основываясь на гипотезе независимости составляющих сопротивления, можно записать:

$$C_{W_M} = C_{W_M}; C_{V_M} \neq C_{V_M}. \quad (3.36)$$

Как следствие, не будет выполняться и равенство коэффициентов полного сопротивления модели и натуре:

$$C_M \neq C_n. \quad (3.37)$$

Таким образом, результаты модельного эксперимента нельзя без изменений переносить на натуру; их следует пересчитывать на основании тех или иных допущений. В соответствии с (3.36) коэффициент волнового сопротивления не нуждается в корректировке; последняя, чтобы учесть различия в числах Рейнольдса, необходима для коэффициента вязкостного сопротивления.

Пересчет вязкостного сопротивления может осуществляться двумя способами. Идея первого из них принадлежит В. Фруду и заключается в разделении коэффициента вязкостного сопротивления на две части, для каждой из которых используется свой принцип расчета. Первая, основная, часть — сопротивление трения эквивалентной пластины C_T ; вторая, как правило, гораздо менее значимая, сопротивление формы C_{vp} и добавка на влияние кривизны AC .

$$C_V = C_{F0} + C_{vp} + \Delta C_F. \quad (3.38)$$

Величина C_m однозначно определяется числом Рейнольдса и находится по (3.15) или (3.16). Относительно второй части вязкостного сопротивления ($C_{Vf} + \Delta C_F$) делается допущение, что она не зависит от числа Re и одинакова для модели и натуре. Объединив эту часть с коэффициентом волнового сопротивления C_n , вводят так называемый коэффициент остаточного сопротивления

$$C_R = C_W + (C_{vp} + \Delta C_F), \quad (3.39)$$

который предполагается зависящим только от числа Фруда.

Очевидная теоретическая нестрогость данного метода — допущение о том, что часть вязкостного сопротивления не зависит от числа Рейнольдса. Однако для хорошо обтекаемых тел, к которым относятся и судовые корпуса, указанная часть — ($C_{vp} + \Delta C_F$) — относительно невелика, небольшая погрешность в ее определении практически не сказывается на окончательных результатах. В связи с этим широко используемый так называемый видоизмененный метод Фруда обеспечивает вполне приемлемую точность при расчетах сопротивления по данным модельного эксперимента. Исключение составляют только некоторые суда с очень полными обводами ($b > 0,8$), для которых погрешность может оказаться ощутимой.

Подводя итог изложенному, рассмотрим методику определения сопротивления по данным модельного эксперимента, или, как часто ее называют, методику пересчета сопротивления с модели на натуру. По замеренным в процессе эксперимента данным — скорости модели и ее сопротивлению — по (3.7) находим коэффициент полного сопротивления модели C_M . Затем по (3.9) рассчитываем число Re_M и по (3.15) определяем коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины C_{RM} . Далее рассчитывают одинаковый для модели и натуре коэффициент остаточного сопротивления:

$$C_{RM} = C_M - C_{F0M} = C_{RM}. \quad (3.40)$$

Скорость судна определяют из заложенного в моделирование условия равенства чисел Фруда:

$$v_n = v_m / \sqrt{m}, \quad (3.41)$$

а затем находят число Re_m по (3.9) и соответствующий ему (3.15) коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины C_{Rm} . Коэффициент полного сопротивления судна определяют с учетом дополнительных составляющих — шероховатости, выступающих частей и воздушного:

$$C_n = C_{F0n} + C_{Rn} + (C_A + C_{AP} + C_{AA}). \quad (3.42)$$

Расчет завершается определением буксировочного сопротивления (3.7) и буксировочной мощности (3.27).

Пример 3.7. Рассчитаем сопротивление и буксировочную мощность судна «Инженер» по данным эксперимента, выполненного на модели в масштабе $m - 1 : 25$. Площадь смоченной поверхности модели $Q_M - 9,39 \text{ м}^2$. Результаты эксперимента: $o_u - 2,04 \text{ м/с}$, $R_u - 75,4 \text{ Н}$, температура воды в бассейне $t * 16 \text{ }^\circ\text{С}$.

С использованием (3.7) находим коэффициент полного сопротивления модели ($\rho_m = 1000 \text{ кг/м}^3$):

$$C_M = 2R_M / \rho_m v_M^2 \cdot Q_M = 75,4 \cdot 2 / (1000 \cdot 2,04^2 \cdot 9,39) = 3,85 \cdot 10^{-3};$$

с учетом того что при $t - 16^\circ\text{С}$, $\nu - 1,11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, рассчитываем по (3.9) число Рейнольдса модели:

$$Re_M = v_M L_M / \nu_M = 2,04 \cdot 6,92 / 1,11 \cdot 10^{-6} = 1,27 \cdot 10^7,$$

и по (3.15) определяем коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины:

$$C_{F0M} = 0,455 / (\lg Re)^{2,58} = 2,89 \cdot 10^{-3},$$

а затем по (3.40) — коэффициент остаточного сопротивления:

$$C_{RM} = C_{RM} = C_M - C_{F0M} = (3,85 - 2,89) \cdot 10^{-3} = 0,96 \cdot 10^{-3}.$$

Для натурального судна имеем по (3.41) $v_{\text{н}} = v_M / J_m = 2,04 \cdot 25 = 10,2 \text{ м/с}$, по (3.9), принимая $v_M = 1,57 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ (см. § 3.1),

$$\text{Re}_{\text{н}} = v_{\text{н}} L_{\text{н}} / \nu_{\text{н}} = 10,2 \cdot 173 / 1,57 \cdot 10^{-6} = 1,12 \cdot 10^9;$$

по (3.15) $C_{\text{и}} = 1,55 \cdot 10^{-3}$ и по (3.42), принимая $C_L = 0,2 \cdot 10^{-3}$; $C_{AP} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ и $C_M = 0$ (см. § 3.5),

$$C_{\text{н}} = C_{F0\text{н}} + C_{R\text{н}} + C_A + C_{AP} = (1,55 + 0,96 + 0,2 + 0,1) \cdot 10^{-3} = 2,81 \cdot 10^{-3}.$$

Сопротивление судна «Инженер» на этой скорости ($\rho_{\text{н}} = 1,025 \text{ т/м}^3$ — см. § 3.1; $\zeta = \Pi_M / m^2 = 9,39 \cdot 25^2 = 5870 \text{ м}^2$)

$$R_{\text{н}} = C_{\text{н}} (\rho_{\text{н}} v_{\text{н}}^2 / 2) \Omega_{\text{н}} = 2,81 \cdot 10^{-3} (1,025 \cdot 10,2^2 / 2) \cdot 5870 = 880 \text{ кН}$$

и буксировочная мощность

$$P_E = R_{\text{н}} \cdot v_{\text{н}} = 880 \cdot 10,2 = 8980 \text{ кВт}.$$

Второй способ пересчета с модели на натуру рекомендован 15-й МКОБ - Международной конференцией опытовых бассейнов. Уточненная методика заключается в том, что разделение сопротивления на составляющие осуществляется в соответствии с их физической природой (3.8) и вязкостное сопротивление пересчитывается целиком с использованием выражения (3.18). Неоспоримое достоинство этого метода — его теоретическая обоснованность. Однако он не находит широкого применения на практике из-за технической сложности нахождения с необходимой точностью коэффициента формы k , а следовательно, и коэффициента вязкостного сопротивления в целом.

Выше говорилось о необходимости выполнения геометрического подобия модели и судна. Оно достигается введением жестких допусков на все размеры модели. Кроме того, поверхность модели обрабатывается таким образом, чтобы она стала технически гладкой (см. § 3.3). Для обеспечения наиболее полного соответствия режимов обтекания модели и судна в носовой оконечности модели устанавливается специальный турбулизатор, чаще всего тонкая проволока, укрепленная по периметру первого теоретического шпангоута. Турбулизатор способствует более раннему переходу к турбулентному течению в пограничном слое, т. е. ликвидирует вызванное различием в числах Рейнольдса различие в относительной длине ламинарного участка пограничного слоя (см. пример 3.2).

Для обеспечения наибольшей достоверности расчета сопротивления по данным испытаний модели размеры последней должны быть максимально возможными. Однако длина модели ограничена как размерами бассейна, так, иногда, и достижимой скоростью тележки. Поэтому при планировании модельного эксперимента приходится идти на определенный компромисс: увеличивать число Re_M и при этом не выходить за пределы возможностей экспериментальной установки. Этим обстоятельством, в частности, объясняется тот факт, что при изготовлении моделей не всегда придерживаются стандартных масштабов — иногда они принимают достаточно экзотические значения.

4. Устройство и характеристики опытовых бассейнов

4.1 Глубоководный опытовый бассейн

Глубоководный опытовый бассейн (рис.4.1) предназначен для проведения буксировочных и самоходных испытаний надводных и подводных моделей судов в условиях глубокой воды и вблизи свободной поверхности, а также для испытаний гребных винтов и изолированных движительных комплексов.

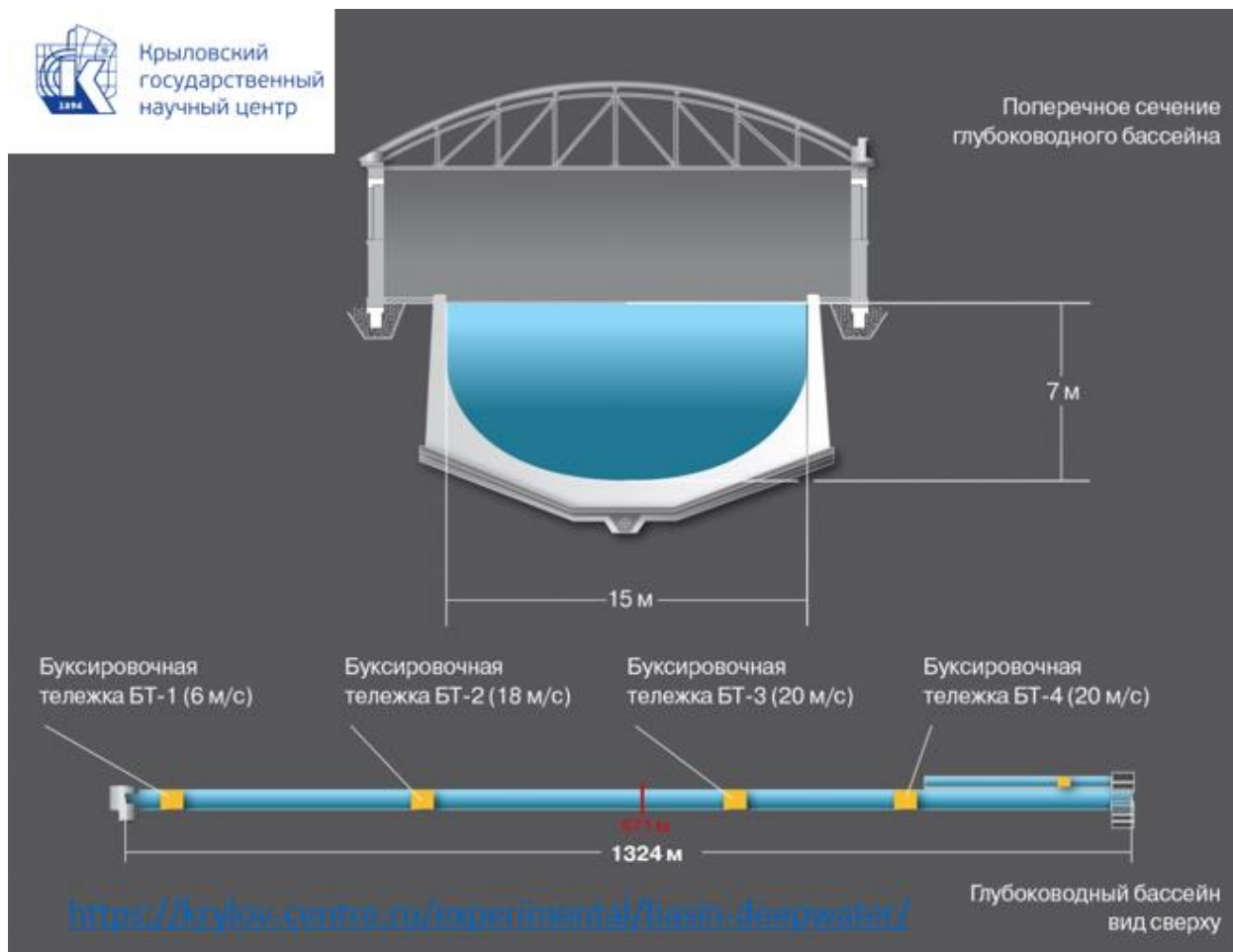


Рис.4.1 - Схема глубоководного опытового бассейна

Размеры бассейна:

ширина - 15 м,
глубина - 7 м,
длина - 1324 м.

Оборудование бассейна позволяет осуществлять измерения сил на моделях судового корпуса и движителя, проводить исследования характеристик неоднородного нестационарного пространственного потока в месте расположения движителей, моделировать натурные условия обтекания корпуса путем использования полимерных добавок. Бассейн состоит из двух частей, каждая из которых оснащена двумя буксировочными тележками, позволяющими испытывать модели судов длиной до 10 метров со скоростью до 20 м/с. Предельная глубина погружения подводной модели составляет 2 метра.

Основная задача при испытаниях - определение сопротивления движению судна, используя при этом контрольно-измерительный комплекс размещенный на борту модели (рис.4.2).

Процедура:

- Модель разгоняется до нужной скорости
- Скорость удерживается постоянной более 10 секунд (или более времени прохода 10 длин корпуса)
- Средние значения измерений за период постоянной скорости рассчитываются (рис.4.3).

ТЕЛЕЖКА

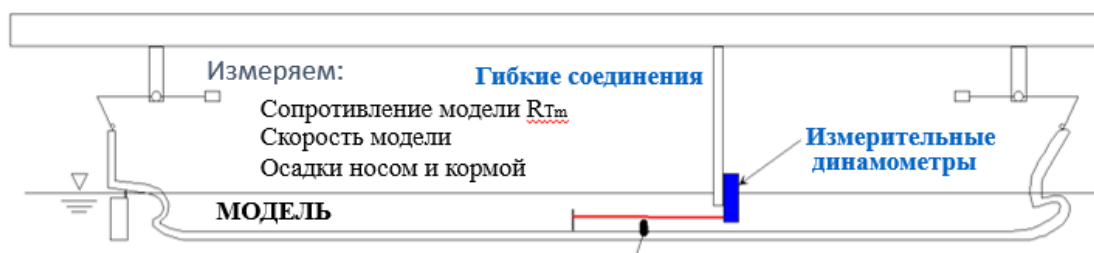


Рис.4.2 - Схема измерительной аппаратуры при испытаниях

При испытаниях, следует иметь ввиду особенности:

- Сопротивление может значительно колебаться, особенно у моделей с малым отношением **Сопротивление/Водоизмещение** и большим водоизмещением;
- В этом случае осреднение проводят за 10 осцилляций;
- Необходимо убедиться, что осцилляции не связаны с появлением ускорений при движении модели.

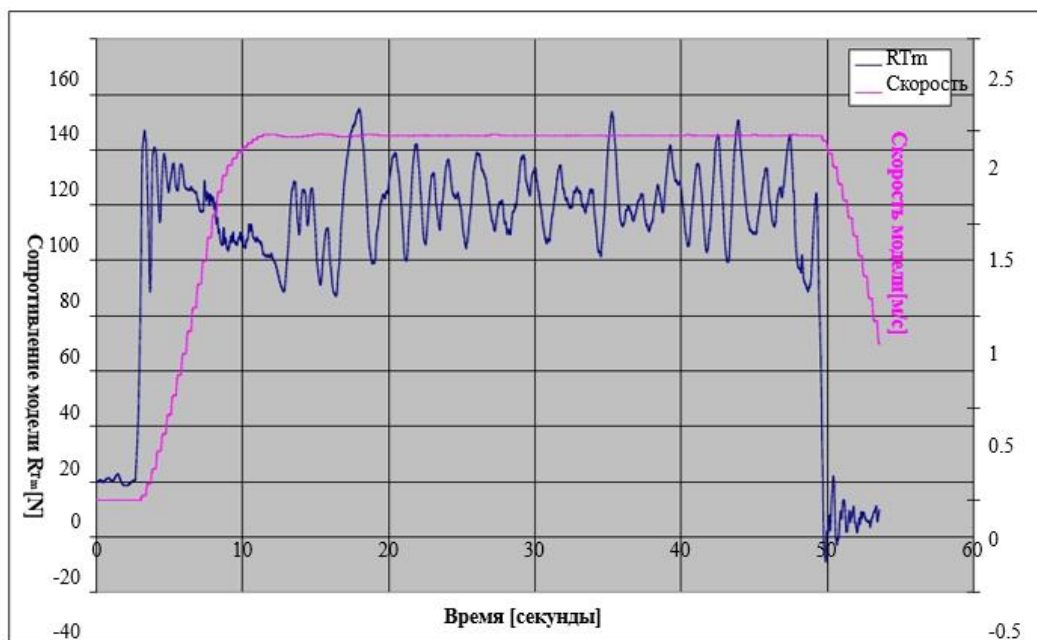


Рис.4.3 – Осциллограмма результатов анализа сил сопротивления судна

Пропульсивные испытания.

Пропульсивной установкой (ПУ) называют комплекс механизмов и устройств, предназначенный для обеспечения движения **судна**. Судовая ПУ состоит из движителя, валопровода, главных судовых передач, главных тепловых или гребных электрических двигателей. На судах находят применение ПУ различных типов. Наибольшее распространение в настоящее время находят **пропульсивные установки** с главными тепловыми двигателями.

В общем случае *комплекс пропульсивных испытаний* включает скоростные, буксировочные и тяговые динамометрические испытания (рис.4.4).

Скоростным испытаниям подвергаются все построенные суда. В результате этих испытаний получают зависимость скорости судна от частоты вращения и мощности главного двигателя, определяют максимально достижимую скорость хода и др.

Во время буксировочных испытаний получают зависимость сопротивления судна от его скорости. Такие испытания проводятся редко, преимущественно для исследовательских целей, что связано с их сложностью. Особенно трудно провести буксировочные испытания крупных быстроходных судов в связи с необходимостью подобрать соответствующее судно-буксировщик.

Тяговым динамометрическим испытаниям подвергают суда, движители которых работают в широком диапазоне нагрузок (траулеры, буксиры, ледоколы и т.п.). При этих испытаниях с помощью динамометра измеряют тягу на гаке (для буксира) на швартовном режиме или в процессе буксировки при различной частоте вращения винтов.

Процедура «Континентальный» или «Русский метод»:

- Модель разгоняем до требуемой скорости;
- Число оборотов винта подбирается таким, чтобы модель двигалась со скоростью тележки;
- С найденными числами оборотов проводим измерения за 10 секунд;
- Осредняем результаты измерений за этот период.



Рис.4.4 - Схема измерительной аппаратуры при испытаниях

Пропульсивные испытания «Британский метод»

- Измерения те-же, но: *измеряем силу подтягивания!*
- Процедура испытаний (British method):

- Модель разгоняем до нужной скорости;
- Устанавливаем нужное постоянное число оборотов;
- Измеряем усилие подтягивания;
- Испытания проводят с не менее чем 3 числами оборотов;
- Значения упора, момента и числа оборотов V корректируются с учетом силы подтягивания интерполяцией.
- Преимущества Британского метода:
 - Точное определение силы подтягивания;
 - Испытания со слабо и сильнонагруженными винтами;
- Недостаток: Требуется на порядок больше времени!

4.2 Гидродинамические лотки

Гидродинамические лотки (рис.4.5) построены на принципе обращения движения и представляют собой замкнутые резервуары в виде кольцевой трубы переменного поперечного сечения. Рабочий участок, в котором расположена модель, как правило, сообщается с атмосферой.

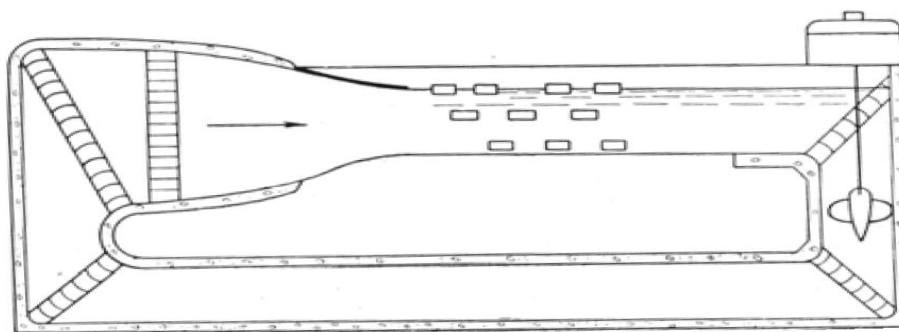


Рис.4.5 - Схема гидродинамического лотка

Гидродинамический лоток (ГЛ) – гидродинамическая лаборатория с обращенным движением, предназначенная для исследования обтекания тел потоком со свободной поверхностью. Представляет собой трубу переменного сечения в форме кольца, установленного вертикально. В нижнем горизонтальном канале трубы размещен насос, обеспечивающий заданную скорость потока на рабочем участке. Рабочий участок расположен в верхнем горизонтальном канале ГЛ. Там же находятся потоконаправляющие устройства, создающие течение на рабочем участке с гладкой свободной поверхностью и равномерным полем скоростей. Различают ГЛ., у которых скорости потока на рабочем участке меньше критической скорости, соответствующей началу волнообразования при данной глубине канала (докритические ГЛ.), и ГЛ. со скоростью потока, существенно превышающей критическую (закритические ГЛ.). Некоторые ГЛ. оборудуют устройствами для регулировки давления на рабочем участке. Эти ГЛ. являются, по существу, гидродинамическими трубами со свободной поверхностью потока в рабочем участке.

Основные достоинства гидрлотков – возможность наблюдения за моделью неограниченное время, удобство визуальных съемок и приборных измерений, возможность повышения точности регистрации измеряемых величин. В то же время здесь труднее добиться равномерности потока и однородности его структуры, а также исключить

гидравлический конструкции типа водосливов в конце рабочего участка со следующим за ним уклон и волнообразование свободной поверхности.

Для устранения волн применяют управляемые козырьки в начале рабочего участка, подпорные участки большой емкости и другие решения. Для визуальных наблюдений в районе рабочего участка расположены смотровые окна, а над ним – платформа с измерительной аппаратурой. Как правило, эксперименты в гидротолках дополняют данные, полученные в опытовых бассейнах.

4.3 Аэродинамическая труба

Аэродинамическая труба — это техническое устройство (рис.4.6), предназначенное для моделирования воздействия среды на движущиеся в ней тела. Применение труб в аэродинамике базируется на принципе обратимости движений и теории подобия физических явлений. Объектами испытаний в аэродинамических трубах являются модели натурных летательных аппаратов или их элементов (геометрически подобные, упруго подобные, термически подобные и т.д.), натурные объекты или их элементы, образцы материалов (унос материалов, каталитичность поверхности и т.д.). Исследование характеристик надводных и подводных частей корпуса судов приходится выполнять с использованием дублированных моделей, что позволяет удовлетворить условию непротекания по поверхности раздела сред. В качестве альтернативы возможно использование специального экрана, имитирующего поверхность воды.

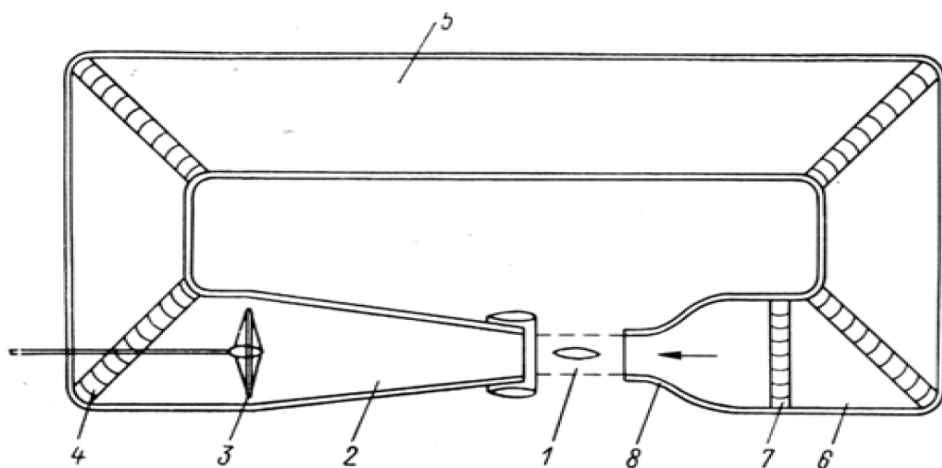


Рис.4.6 - Схема аэродинамической трубы: 1 - рабочий участок, 2 - диффузор, 3 - вентилятор, 4 - поворотные колена, 5 - обратный канал, 6 - форкамера, 7 - выпрямляющее устройство.

Аэродинамические трубы являются эффективным средством решения как собственно аэродинамических задач судостроения (аэродинамика надстроек и взлетных палуб, ветрозащита ходовых мостиков, задымляемость надстроек, проектирование судовой вентиляции), так и задач гидродинамики судна, не связанных с влиянием волнообразования на свободной поверхности жидкости и с кавитацией. К числу таких задач относятся задачи управляемости надводных судов, а также ходкости и управляемости подводных судов и аппаратов.

Для выполнения этих исследований используется комплекс аэродинамических труб – всего их шесть. Но с каждым годом проекты становятся всё сложнее и амбициознее,

поэтому и ветровые нагрузки здесь стремятся учитывать на качественно более высоком уровне. Три года назад была построена принципиально новая ландшафтная аэродинамическая труба – единственная в России и одна из пяти в мире. Её главной особенностью является закрытая рабочая часть, имеющая большие размеры – длина порядка 18 метров. За счёт этого теперь можно моделировать пограничный слой атмосферы. Характеристики реального ветра существенно меняются с высотой: как его сила, так и турбулентность. В экспериментах с создаваемыми кораблями это обязательно нужно моделировать, а большинство аэродинамических труб в России самолётного типа и не могут смоделировать пограничную атмосферу. В Крыловском ГНЦ такая возможность есть.

Вторая особенность этой уникальной аэродинамической трубы в том, что благодаря широкой рабочей части испытываются крупные макеты с высокой степенью детализации. В частности, здесь проводили эксперименты с известным проектом 1143, и полученные результаты совпали с имеющими данными практической эксплуатации. Иными словами, вполне можно проводить испытания перспективных проектов любой сложности, в том числе на новом уровне определять аэродинамические характеристики над взлётно-посадочной палубой.

4.4 Кавитационные бассейны и испытания

Кавитация (от лат. *cavita* — пустота) — процесс образования и последующего схлопывания пузырьков в потоке жидкости, сопровождающийся шумом и гидравлическими ударами, образование в жидкости полостей (кавитационных пузырьков, или пустот), которые могут содержать разреженный пар. Если площадь лопастей небольшая, то давление здесь понижается настолько, что вода, обтекающая лопасть, вскипает, выделяя пузырьки пара. Микроскопические пузырьки сливаются в более крупные—каверны, а при очень сильном разрежении — в сплошную полость, что нарушает непрерывность потока. Это явление и называется кавитацией.

Различают две стадии кавитации. На первой стадии каверны невелики и на работе винта практически не сказываются. Однако пузырьки, лопааясь, создают огромные местные давления, отчего поверхность лопасти выкрашивается. При длительной работе кавитирующего винта такие эрозионные разрушения могут быть настолько значительными, что эффективность винта снизится. При дальнейшем повышении скорости наступает вторая стадия кавитации. Сплошная полость захватывает всю лопасть и даже может замыкаться за её пределами. Развиваемый винтом упор падает из-за резкого увеличения лобового сопротивления и искажения формы лопастей.

Кавитацию винта можно обнаружить по тому, что скорость лодки перестает расти, несмотря на дальнейшее повышение числа оборотов; гребной винт при этом издает специфический шум, на корпус передается вибрация, лодка движется скачками.

Момент наступления кавитации зависит не только от числа оборотов, но и от ряда других характеристик. Так, чем меньше площадь лопастей, больше толщина их профиля, ближе к ватерлинии расположен винт, тем при меньшей частоте вращения, т. е. «раньше», наступает кавитация. Появлению кавитации способствуют также большой угол наклона гребного вала, дефекты лопастей — изгиб, некачественная поверхность.

♦ Назначение испытаний:

- Прогнозирование ющтащютной эрозии
- Влияние кавитации на к.п.д.
- Вибрация и шум

◆ Типы испытаний:

- Наблюдение (визуально)
- Измерение пульсации давления
- Измерение шума
- Измерение кавитационной эрозии

- ✓ **Явление кавитации**, возникающей при обтекании тел с большими скоростями, исследуют на моделях в кавитационных трубах и кавитационных бассейнах.
- ✓ **Необходимость** таких исследований наиболее актуальна для гребных винтов, подводных крыльев и их кронштейнов, различных обтекателей и выступающих частей.

Кавитационные бассейны - это комплексы, предназначенные для определения гидродинамических, акустических характеристик специальных и обычных гребных винтов в свободной воде и за корпусом модели судна, а также характеристик кавитационных течений при обтекании скоростных изделий и их элементов (рис.4.7).



Рис.4.7 - Схема кавитационного опытового бассейна

Диаметры рабочих участков труб составляют от 0,3 до 1,3 м, скорости потока — от 10 до 30 м/с.

Проведение кавитационных испытаний:

1. Назначается скорость потока в рабочей части кавитационной трубы, соответствующая выбранной относительной поступи, J .
2. Устанавливаем модель кормы и замеряем поле скоростей в диске винта;
3. Устанавливаем модель винта;

4. При атмосферном давлении в трубе регулируется либо число оборотов, либо скорость потока, пока коэффициент момента не станет равным полученному при пропульсивных испытаниях.
5. Поддерживая постоянными скорость потока и число оборотов, уменьшаем давление в трубе до нужного значения числа кавитации.
6. Проводим все измерения и фиксируем результаты (пример приведен на рис.4.8).

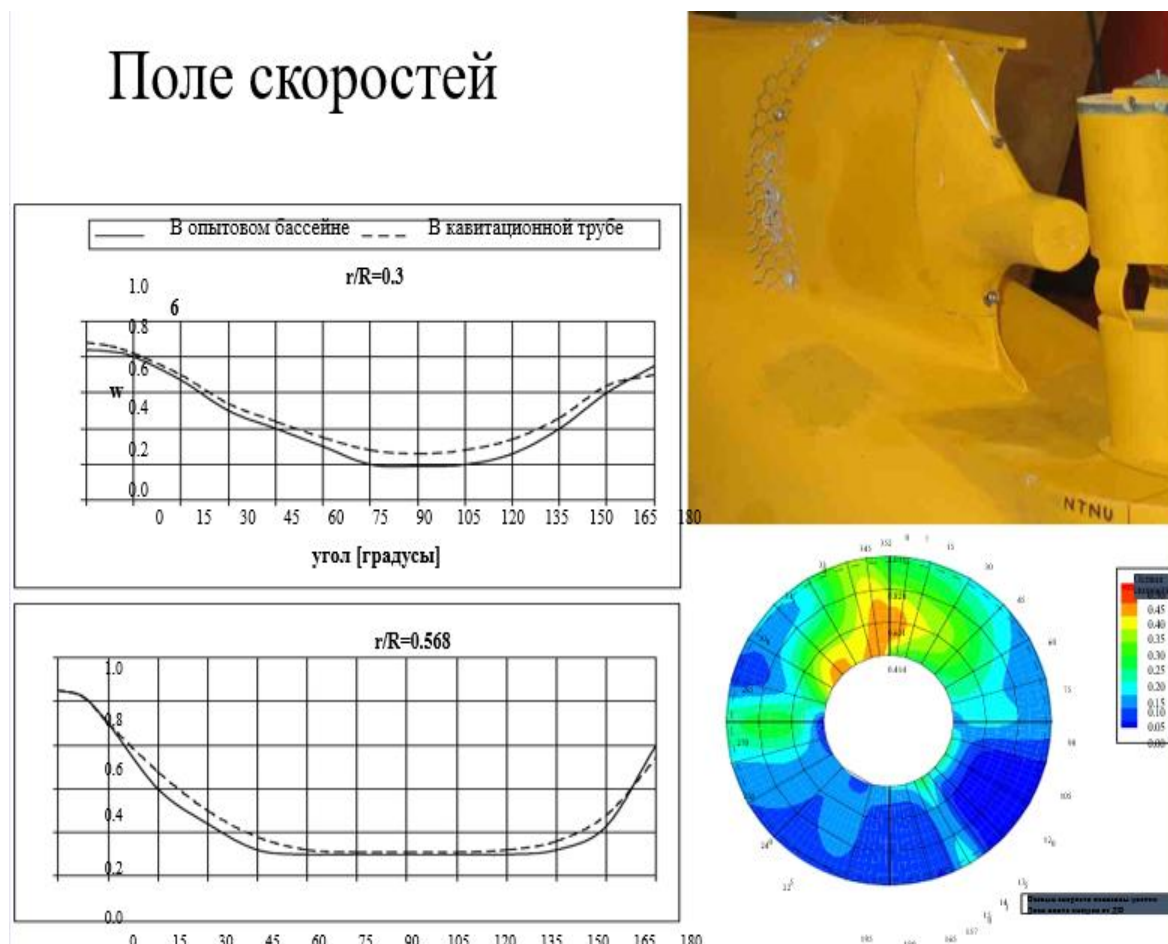


Рис.4.8 - Результаты кавитационных испытаний кормовой части корпуса

Измеряемые параметры и аппаратура:

- Число оборотов: тахометром
Упор
Момент
- Статическое давление в трубе: Датчиком статического давления
- Скорость воды в трубе: Трубкой Пито-Прандтля в 5 см от стенки трубы в рабочем участке

Для измерения пульсаций давления:

- Датчиками давлений на модели кормы (обычно 6-18 датчиков в разных местах)

Для измерения шума винтов:

- Широкополосный гидрофон

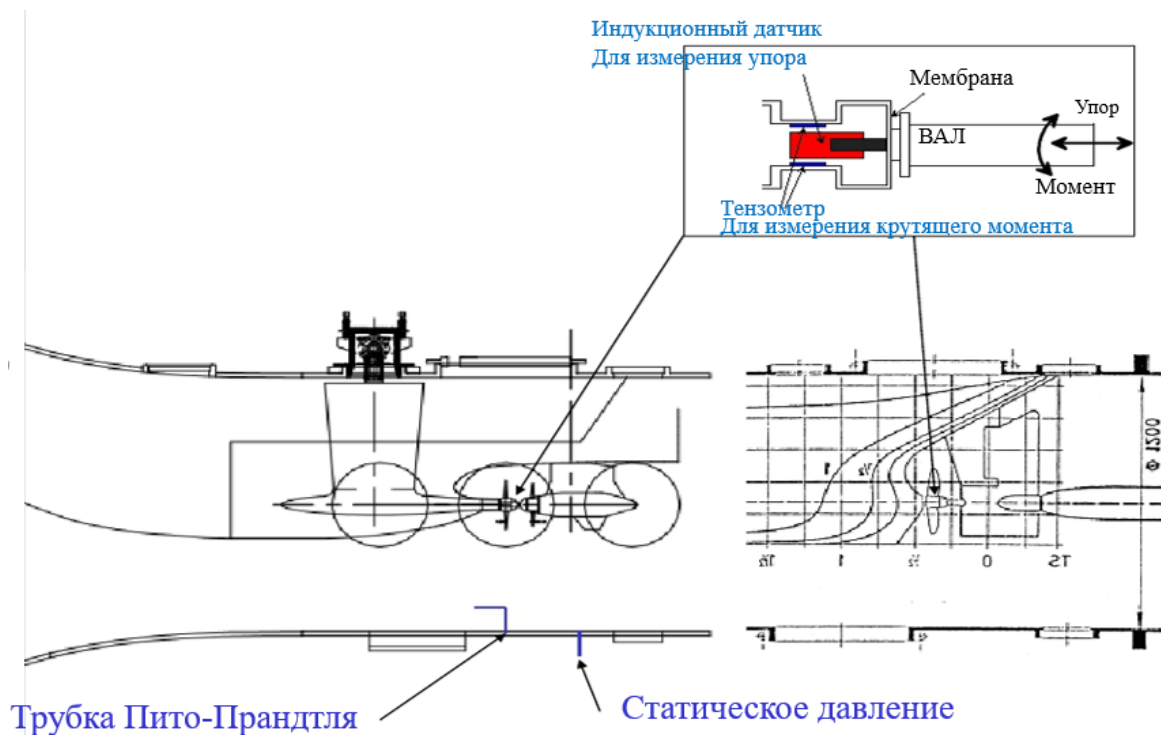


Рис.4.9 - Размещение модели и схема подключения датчиков

4.5 Циркуляционные и штормовые бассейны

Опытные бассейны с *ротативными установками* служат для моделирования движения судна по криволинейной траектории, чаще всего – на установившейся циркуляции. Они имеют чашу круглой или прямоугольной в плане формы, в центре которой расположена колонна – опора ротативной установки.

Сама установка представляет собой ферму, опирающуюся на центральную опору и рельсы по периферии бассейна (рис.4.10). По ферме перемещается тележка, к которой крепится модель и измерительная аппаратура. Для уменьшения скорости циркуляции воды в бассейне, вызванной движением модели, на дне и стенках бассейна располагают радиальные и вертикальные ребра - пластины. Для гашения волн устанавливается волногаситель.

Основными задачами, решаемыми в **штормовых бассейнах**, являются определение сопротивления воды в условиях ветра и волнения, исследование качки, заливаемости, слеминга. оголения гребного винта, взаимодействия винта с корпусом, проверка эффективности успокоителей качки, исследование напряжений в корпусе и его отдельных конструкциях, отработка аэродинамических форм надстроек и др.

Как правило, вся измерительная аппаратура находится на борту испытуемой модели и включает в себя измерители крена, дифферента и курсового угла, угловых скоростей и линейных ускорений, датчики напряжений и деформаций в корпусе, динамометры и торсиометры, осциллографы и записывающую аппаратуру. Соответствующие параметры ветра и волнения регистрируются стационарными приборами.

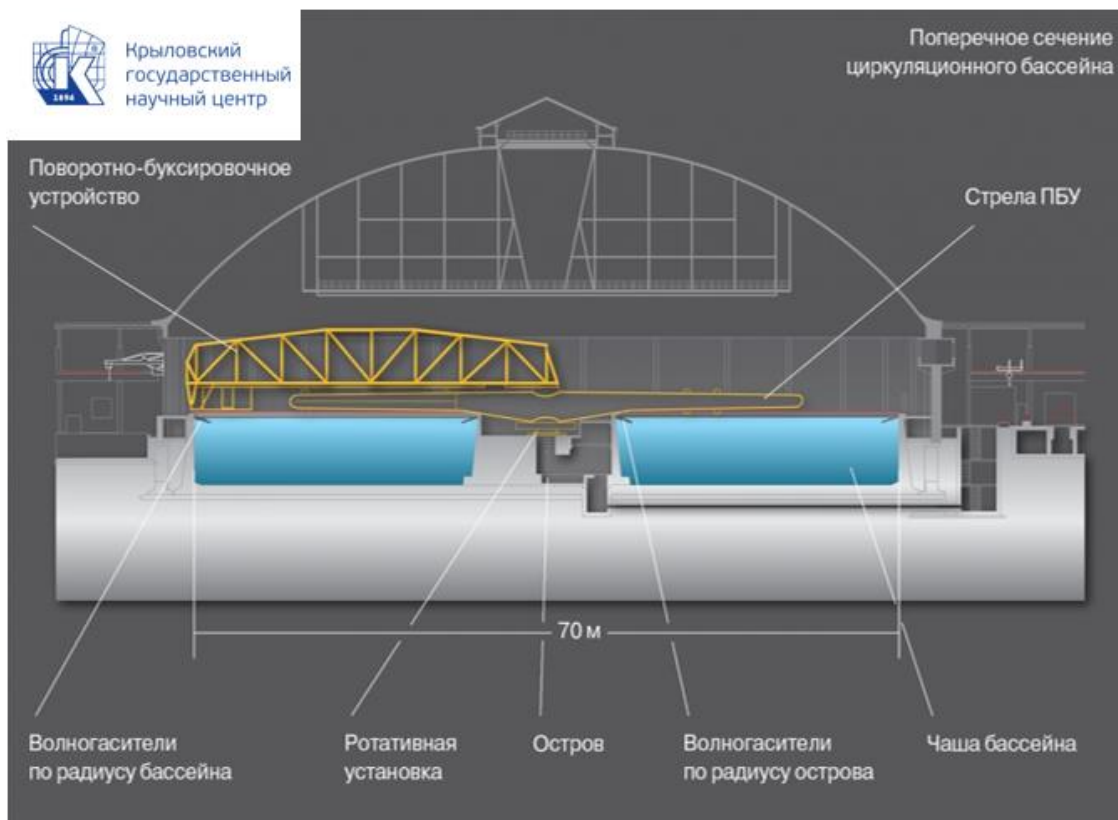


Рис.4.10 - Схема циркуляционного бассейна

Типовой циркуляционный бассейн предназначен для экспериментального определения гидродинамических характеристик моделей кораблей и судов при криволинейном движении, а также для оценки гидродинамических характеристик средств управления движением.

Характеристики бассейна:

- Диаметр — 70 м;
- Глубина — 6,7 м.
- Линейные скорости буксировки моделей от 0,3 до 50 м/с достигаются за счет наличия в бассейне двух систем буксировки:
- Двухопорной фермы с перемещаемой по радиусу кабиной — скорости до 15 м/с;
- Одноопорной крыловидной стрелы с фиксированными точками для крепления модели — скорости до 50 м/с.

Бассейн оснащен оборудованием, необходимым для определения гидродинамических характеристик всех типов судов, буксируемых систем и специальных объектов, а также для физического моделирования их поведения в основных эксплуатационных режимах.

4.6 Мореходный бассейн

Мореходные бассейны (рис.4.11) предназначены для определения воздействия природного волнения, течения и ветра, в том числе регулярного и нерегулярного волнения на суда, корабли, морские и портовые сооружения, включая их совместную эксплуатацию, а также для определения волновых изгибающих моментов и перерезывающих сил на волнении с использованием «разрезных» моделей судов.

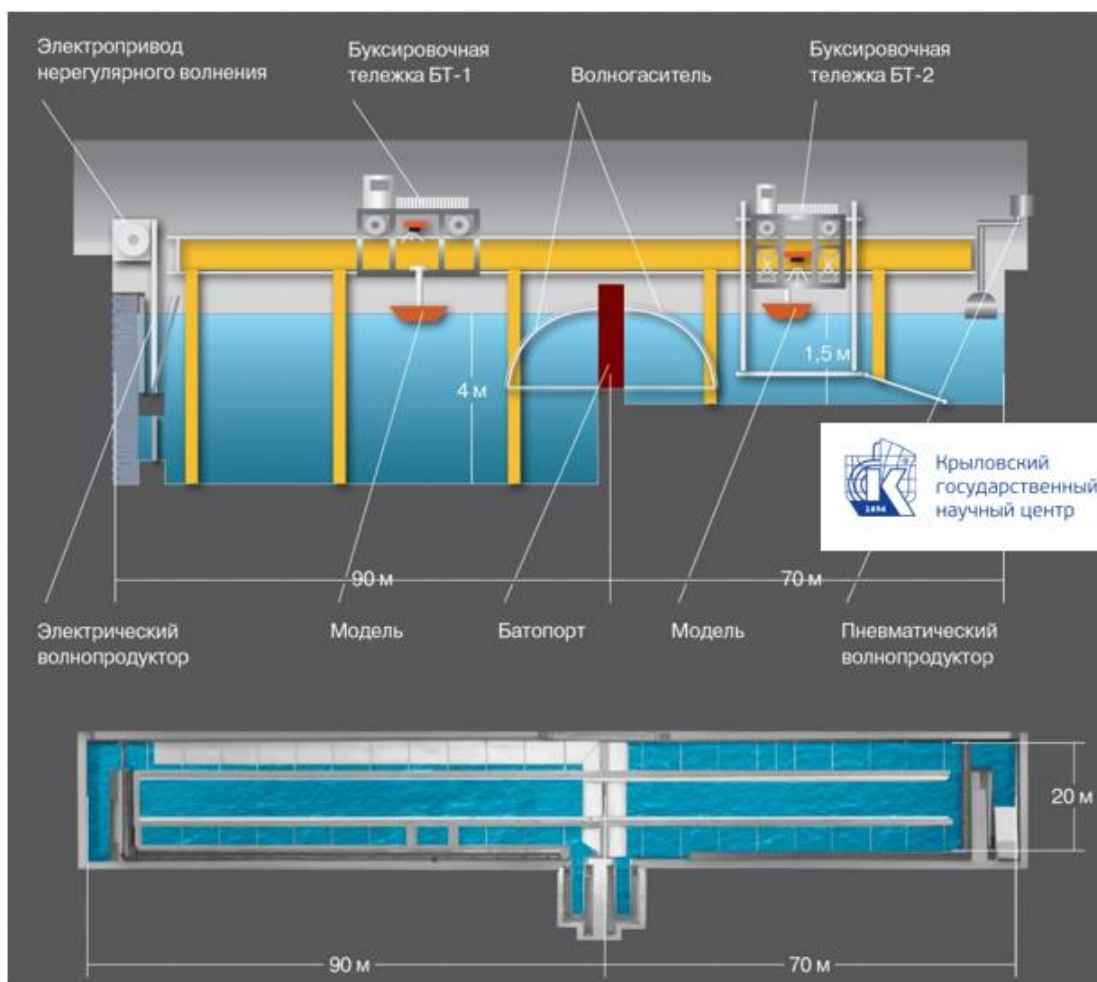


Рис.4.11 - Схема и устройство мореходного бассейна

Общие размеры чаши бассейна:

- длина — 161 м;
- ширина — 20 м.

Глубоководная часть:

- длина — 89 м;
- глубина — 4 м;
- скорость тележки — 3,5 м/с (на всей длине — 5,5 м/с).

Мелководная часть:

- длина — 72 м;
- глубина — 0,2–1,5 м;
- скорость тележки — 2,5 м/с;
- Размеры волн:
длина — 1,5–8,0 м;
высота — до 0,3 м.

4.7 Маневренно-мореходный бассейн

Маневренно-мореходные бассейны (рис.4.12) предназначены для определения гидродинамических характеристик моделей судов длиной до 3 м, а также для физического моделирования движения и динамического позиционирования судов на тихой воде и в условиях волнения с помощью автономных самоходных радиоуправляемых моделей.

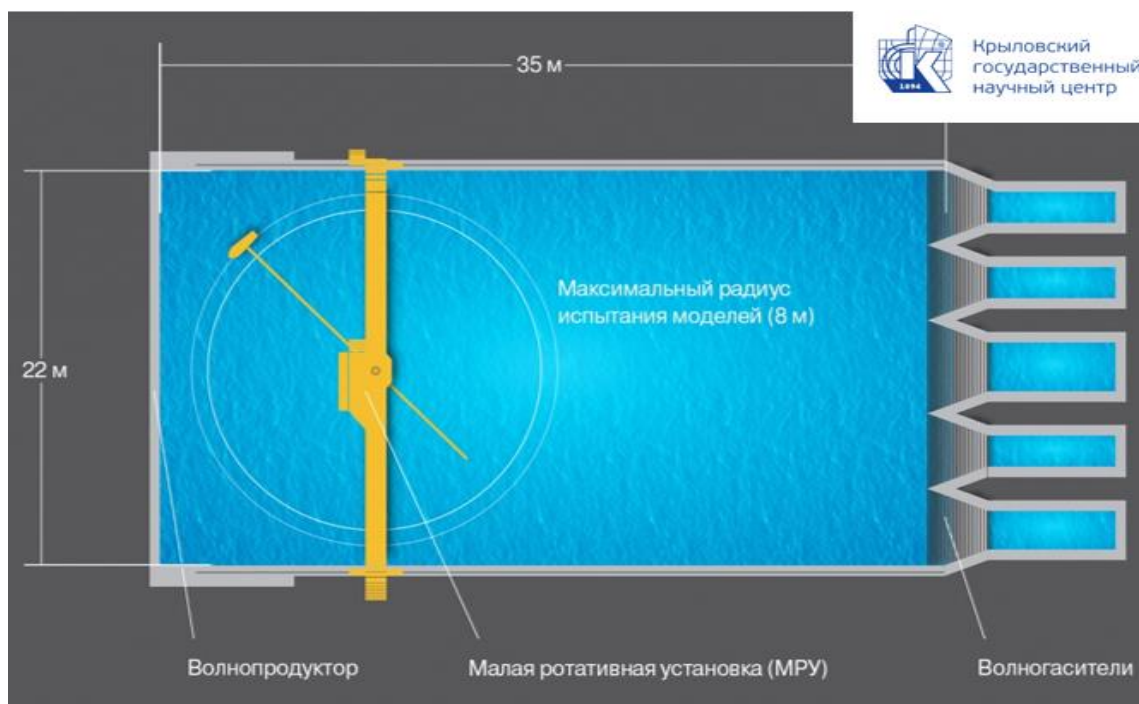


Рис.4.12 - Схема и устройство маневренно-мореходного бассейна

Характеристики бассейна:

- Длина — 35 м;
- Ширина — 22 м;
- Глубина — 3 м.

Бассейн оснащен малой ротативной установкой (радиус буксировки 0–8 м, скорость до 5 м/с) и волнопродуктором щитового типа, обеспечивающим создание нерегулярного волнения с заданным энергетическим спектром (высота волны до 0,15 м), а также специальными стендами для определения статических характеристик судов на воздушной подушке и испытаний моделей спасательных шлюпок свободного падения.

В бассейне проводятся испытания модели с фиксированным углом дрейфа:

- Модель буксируется в бассейне с фиксированным углом дрейфа
- Модель либо жестко закрепляется, либо может свободно наклоняться
- Измеряем силы и моменты, действующие на модель
- Опыты повторяют для нескольких углов дрейфа и скоростей буксировки

Варианты: - Повторяем при нескольких углах перекладки руля

Требования к маневренным характеристикам:

1 Поворотливость.

При выполнении маневра на циркуляцию выдвиг не должен превышать 4,5 длин судна (L), а тактический диаметр - 5 длин судна (L).

2 Начальная поворотливость.

При угле перекладки руля на 10° на левый/правый борт судно не должно проходить более 2,5 длин (L) за время, в течение которого оно отклонится на 10° от своего первоначального направления движения.

3 Рыскливость и устойчивость на курсе.

3.1 Величина первого угла зарыскивания при испытаниях на зигзаг $10^\circ/10^\circ$ не должна превышать:

10° , если отношение L/V менее 10 с;

20° , если отношение L/V составляет 30 с или более;

$(5+L/2V)^\circ$, если отношение L/V составляет 10 с и более, но менее 30 с.

3.2 Величина второго угла зарыскивания при испытаниях на зигзаг $10^\circ/Ю^\circ$ не должна превышать:

25° , если отношение L/V менее 10 с;

40° , если отношение L/V составляет 30 с или более;

$(17,5+0,75 L/V)^\circ$, если отношение L/V составляет 10 с и более, но менее 30 с.

3.3 Величина первого угла зарыскивания при испытаниях на зигзаг $20^\circ/20^\circ$ не должна превышать 25° .

4 Тормозные характеристики.

Тормозной путь при проведении испытаний на торможение с помощью полного хода назад не должен превышать 15 длин (L) судна. Для судов большого водоизмещения эта величина может быть изменена по согласованию с Регистром.

Список литературы

1. Особенности использования численного моделирования при проектировании объектов морской техники / Таранов А.Е., Сайфуллин Т.И., Рудниченко А.А., Егоров С.В. // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 386(4). С. 28–40. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-28-40.
2. Валидация технологии численного моделирования кавитационных течений / Багаев Д.В., Егоров С.В., Лобачев М.П., Рудниченко А.А., Таранов А.Е. // Труды Крыловского государственного научного центра. 2017. Вып. 4(382) С. 46–56. DOI: 10.24937/2542-2324-2017-4-382-46-56.
3. Смородин А.И. Расчет волнового сопротивления в реальной жидкости // Вопросы судостроения. Серия 1: Проектирование судов. 1972. Вып. 1. С. 122–129.
4. Смородин А.И. Развитие методов теории волнового сопротивления и их практическое приложение в задачах гидродинамики судна // Проблемы прикладной гидродинамики. Ленинград: Судостроение, 1975. С. 108–128.
5. Таранов А.Е. Определение локальных и интегральных гидродинамических характеристик контейнеровоза в цифровом бассейне // Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. Вып. 3(389). С. 73–82. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-3-389-73-82.
6. Resistance Committee: Final Report and Recommendations to the 27th ITTC // Proc. of the 27th International Towing Tank Conference (August 31 – September 5 2014, Copenhagen): in 3 vol. Zürich: ITTC, 2014. Vol. 1. P. 14–59. URL: <https://www.ittc.info/media/6063/3-resistance-committee-new.pdf> (Accessed: 07.04.2020).
7. Numerical ship hydrodynamics: an assessment of the Gothenburg 2010 Workshop / Ed. Larsson L., Stern F., Vissoneau M. Dordrecht: Springer, 2014. IX, 318 p. DOI: 10.1007/978-94-007-7189-5.
8. Application of fully resolved large eddy simulation to KVLCC2 – bare hull double model at model ship reynolds number / Nishikawa T., Yamade Y., Sakuma M., Kato C. // Journal of The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers. 2012. Vol. 16. P. 1–9.
9. Fully resolved large eddy simulation as an alternative to towing tank resistance tests – 32 billion cells computation on K computer / Nishikawa T., Yamade Y., Sakuma M., Kato C. // Proc. of the 16th Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2013). Essen: Univ. DuisburgEssen; Red Hook: Curran Associates, 2013. P. 98–103. URL: https://www.uni-due.de/imperia/md/content/ist/nutts_16_2013_muelheim.pdf (Accessed: 07.04.2020).
10. A Detailed Assessment of Numerical Flow Analysis (NFA) to Predict the Hydrodynamics of a Deep-V Planing Hull / Fu T.C., O'Shea T.T., Judge C.Q. [et al.] // International Shipbuilding Progress. 2013. Vol. 60, № 1–4. P. 143–169. DOI: 10.3233/ISP-130087.
11. The Resistance Committee: Final Report and Recommendations to the 26th ITTC // Proc. of the 26th International Towing Tank Conference (August 28 – September 3 2011, Rio de Janeiro): in 3 vol. Zürich: ITTC, 2011. Vol. 1. P. 11–60. URL: <https://www.ittc.info/media/5516/03.pdf> (Accessed: 07.04.2020).
12. Propulsion Committee: Final Report and Recommendations to the 28th ITTC // Proc. of the 28th International Towing Tank Conference (September 17–22, 2017, Wuxi): in 2 vol. Zürich: ITTC, 2017. Vol. 1. P. 69–130.
13. Numerical simulation and experimental studies on afthull local parameterized non-geosim deformation for correcting scale effects of nominal wake field / Chanyu G., Tiecheng W., Qi Zh. [et al.] // Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorsketehnike. 2017. Vol. 68, № 1. P. 77–96. DOI 10.21278/brod68105.
14. Propulsion Committee: Final Report and Recommendations to the 27th ITTC // Proc. of the 27th International Towing Tank Conference (August 31 – September 5 2014, Copenhagen): in 3 vol. Zürich: ITTC, 2014. Vol. 1. P. 60–127. URL: https://www.ittc.info/media/6065/4-27th_propulsion_committee_reportnew.pdf (Accessed: 07.04.2020).
15. The Specialist Committee on Computational Fluid Dynamics: Final Report and Recommendations to the 26th ITTC // Proc. of the 26th International Towing Tank Conference (August 28 – September 3 2011, Rio de Janeiro): in 3 vol. Zürich: ITTC, 2011. Vol. 2. P. 337–378. URL: <https://www.ittc.info/media/5528/09.pdf> (Accessed: 07.04.2020).
16. CFD application for an icebreaker propeller design / Taranov A.E., Lobachev M.P., Saifullin T.I., Frolova I.G. // Proc. of the 5th International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. Vol. 2. P. 398–403. URL: <http://www.marinepropulsors.com/proceedings/2017/TC2-3.pdf> (Accessed: 07.04.2020).
17. Горин А.Л., Пустошный А.Ф. Влияние формы носовых обводов на течение в пограничном слое морских транспортных судов // Гидродинамика транспортных судов. Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1980. С. 54–68.
18. Лобачев М.П., Сазонов К.Е., Чичерин И.А. Модельный и численный эксперимент в теории корабля // Проблемы масштабного эффекта в гидродинамике: сборник статей к 100-летию со дня рождения Ю.В. Кривцова. Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2001. С. 33–45.
19. Масштабный эффект в задачах судостроения – современные возможности оценки / Лобачев М.П., Овчинников Н.А., Таранов А.Е., Чичерин И.А. // Суперкомпьютерные дни в России: труды Международной конференции (26–27 сентября 2016, Москва). Москва: Изд-во МГУ, 2016. С. 232–244.
20. Лобачев М.П., Овчинников Н.А., Пустошный А.В. Опыт использования современных методов численной гидродинамики // Академик А.Н. Крылов. К 150-летию со дня рождения. Санкт-Петербург: Крыловский государственный научный центр, 2013. С. 15–32.
21. Kim W.J., Van D.H., Kim D.H. Measurement of flows around modern commercial ship models // Experiments in Fluids. 2001. № 31. P. 567–578. DOI 10.1007/s003480100332.
22. Wind Tunnel Tests on Flow Characteristics of the KRISO 3,600 TEU Containership and 300K VLCC Double-Deck Ship Models / Lee S.J., Kim H.R., Kim W.J., Van S.H. // Journal of Ship Research. 2003. Vol. 47, № 1. P. 24–38.
23. Proc. of the Second International Symposium on Marine Propulsors (SMP'11) / Ed. Abdel-Maksoud M. Hamburg: Institute for Fluid Dynamics and Ship Theory, 2011. 521 p.

24. Таранов А.Е. Сеточная сходимость в расчетах обтекания гребного винта ледокола // Труды Крыловского государственного научного центра. 2015. Вып. 90(374). С. 55–62.
25. Specialist Committee on CFD in Marine Hydrodynamics: Final report and Recommendations to the 27th ITTC // Proc. of the 27th International Towing Tank Conference (August 31 – September 5 2014, Copenhagen): in 3 vol. Zürich: ITTC, 2014. Vol. 2. P. 522–567. URL: <https://www.ittc.info/media/6097/sc-cfd.pdf> (Accessed: 07.04.2020).
26. Simonsen C., Otzen J., Stern F. EFD and CFD for KCS heaving and pitching in regular head waves // Proc. of the 27th Symposium on Naval Hydrodynamics (5–10 October, Seoul, Korea, 2008): in 2 vol. Red Hook: Curran Associates, 2008. Vol. 1. P. 302–320.
26. Жинкин, В. Б. Теория и устройство корабля : учебник для вузов / В. Б. Жинкин. — 5-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 379 с. — (Высшее образование).— Текст: непосредственный.
27. Никитин, Е. В. Теория корабля. Плавучесть и остойчивость : учебник / Е.В. Никитин. — Москва : ИНФРА-М, 2023. — 372 с. : ил. — (Военное образование). - ISBN 978-5-16-017983-4. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1900979> (дата обращения: 19.01.2023). — Режим доступа: по подписке.
28. Москаленко, М. А. Устройство и оборудование транспортных средств : учебное пособие / М. А. Москаленко, И. Б. Друзь, А. Д. Москаленко. — 2-е изд., испр. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 240 с. — ISBN 978-5-8114-1434-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/211256> (дата обращения: 19.01.2023). — Режим доступа: для авториз. пользователей.
29. Бендус, И. И. Теория и устройство судна : учебное пособие / И. И. Бендус. — Керчь : КГМТУ, 2020. — 67 с. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/174796> (дата обращения: 19.01.2023). — Режим доступа: для авториз. пользователей.
30. Малый, В. П. Гидравлика. Гидродинамика. Руководство к решению задач : учебное пособие / В. П. Малый. — Железногорск : СПСА, 2021. — 223 с. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/170682> (дата обращения: 19.01.2023). — Режим доступа: для авториз. пользователей.