

RIVER-STORERU

**В. Н. Анфимов,  
Г. Н. Сиротина,  
А. М. Чижов**

**УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА**

*Допущено Управлением кадров и учебных заведений Министерства речного флота РСФСР в качестве учебника для институтов инженеров водного транспорта*



**Издательство «Судостроение»  
Ленинград  
1974**

УДК 629.12.001.11:532(075.8)

А64

Рецензенты:

д. т. н. А. А. РУСЕЦКИЙ,

к. т. н. В. А. ЛЕСЮКОВ

Научный редактор к. т. н. В. И. СОЛОВЬЕВ

Анфимов В. Н., Сиротина Г. Н., Чижов А. М.

А64 Устройство и гидромеханика судна. Л., «Судостроение», 1974.

368 с.

В учебнике содержатся общие сведения о судне, его устройстве. Основное внимание уделено гидромеханике судна, его мореходным и эксплуатационным качествам (плавучести, остойчивости, ходкости, управляемости и качке), а также теории и проектированию судовых движителей, их согласованию с главными двигателями. Кроме того, изложены вопросы прочности конструкций судов, основы проектирования судов внутреннего плавания. Приведены краткие сведения о судовых устройствах и системах.

Учебник написан по программе курса «Устройство и гидромеханика судна» и предназначен для специальности «Судовые машины и механизмы», а также для других специальностей институтов инженеров водного транспорта, инженерно-технических работников речного флота и судостроительной промышленности.

А 31804—025  
(048)01—74 1-74

629.12.001.11:532(075.8)

ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ АНФИМОВ,  
ГАЛИНА НИКОЛАЕВНА СИРОТИНА,  
АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ ЧИЖОВ

УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА

Редактор *Т. И. Ильичева*  
Технический редактор *А. П. Ширяева*  
Корректор *Л. Н. Степнова*  
Переплет художника *П. Т. Калужного*

Сдано в набор 24/IX 1973 г. Подписано к печати 12/II 1974 г. М-04063. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага типографская № 3. Печ. л. 23,0. Уч.-изд. л. 24,0. Тираж 8600 экз. Заказ № 1839. Цена 1 руб. 05 коп. Изд. № 2765—72. Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Го-голя, 8.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая, ул., 14.

© Издательство «Судостроение», 1974 г.

RIVER-STORE.RU

**А.Н. Анфимов  
Г.Н. Сиротина  
А.М. Чижов**

**УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА**

**1974**

RIVER-STORE.RU

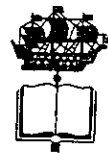


RIVER-STORERU

**В. Н. Анфимов,  
Г. Н. Сиротина,  
А. М. Чижов**

**УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА**

*Допущено Управлением кадров и учебных заведений Министерства речного флота РСФСР в качестве учебника для институтов инженеров водного транспорта*



**Издательство «Судостроение»  
Ленинград  
1974**

УДК 629.12.001.11:532(075.8)

А64

Рецензенты:

д. т. н. А. А. РУСЕЦКИЙ,

к. т. н. В. А. ЛЕСЮКОВ

Научный редактор к. т. н. В. И. СОЛОВЬЕВ

**Анфимов В. Н., Сиротина Г. Н., Чижов А. М.**

А64 Устройство и гидромеханика судна. Л., «Судостроение», 1974.

368 с.

В учебнике содержатся общие сведения о судне, его устройстве. Основное внимание уделено гидромеханике судна, его мореходным и эксплуатационным качествам (плавучести, остойчивости, ходкости, управляемости и качке), а также теории и проектированию судовых двигателей, их согласованию с главными двигателями. Кроме того, изложены вопросы прочности конструкций судов, основы проектирования судов внутреннего плавания. Приведены краткие сведения о судовых устройствах и системах.

Учебник написан по программе курса «Устройство и гидромеханика судна» и предназначен для специальности «Судовые машины и механизмы», а также для других специальностей институтов инженеров водного транспорта, инженерно-технических работников речного флота и судостроительной промышленности.

А  $\frac{31804-025}{(048)01-74}$  1-74

629.12.001.11:532(075.8)

ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ АНФИМОВ,  
ГАЛИНА НИКОЛАЕВНА СИРОТИНА,  
АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ ЧИЖОВ

**УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА**

Редактор *Т. И. Ильичева*  
Технический редактор *А. П. Ширяева*  
Корректор *Л. Н. Степнова*  
Переплет художника *П. Т. Калужного*

Сдано в набор 24/IX 1973 г. Подписано к печати 12/II 1974 г. М-04063. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага типографская № 3. Печ. л. 23,0. Уч.-изд. л. 24,0. Тираж 8600 экз. Заказ № 1839. Цена 1 руб. 05 коп. Изд. № 2765—72. Издательство «Судостроение», 191063, Ленинград, ул. Голя, 8.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая, ул., 14.

© Издательство «Судостроение», 1974 г.

RIVER-STORERU

**А.Н. Анфимов  
Г.Н. Сиротина  
А.М. Чижов**

**УСТРОЙСТВО  
И ГИДРОМЕХАНИКА  
СУДНА**

**1974**

RIVER-STORE.RU

## ОТ АВТОРОВ

Настоящий учебник написан в соответствии с программой курса «Устройство и гидромеханика судна» для специальностей «Судовые машины и механизмы» институтов водного транспорта. Учебник состоит из трех разделов: «Общие сведения о судах», «Гидромеханика судна», «Архитектура и основы проектирования судов». Во всех разделах учебника отражена специфика судов внутреннего плавания и, частично, судов смешанного (река—море) плавания.

В учебнике, как и в программе курса, основное внимание уделено вопросам, которые непосредственно связаны с изучением профилирующих дисциплин специальности «Судовые машины и механизмы», а также с решением практических задач, возникающих в работе инженеров-судомехаников. Этим объясняется степень подробности изложения различных разделов учебника. Так, наиболее подробно рассмотрены вопросы теории движительного комплекса, его проектирования и согласованности с главной энергетической установкой при заданных режимах ее работы и условиях эксплуатации судна.

Главы I—IV и XV написаны Г. Н. Сиротиной, главы V—XIV и XVI, XVII — В. Н. Анфимовым, главы XVII—XXI — А. М. Чижовым.

Авторы выражают благодарность рецензентам профессору д. т. н. А. А. Русецкому, доценту к. т. н. В. А. Лесюкову, редактору доценту к. т. н. В. И. Соловьеву и коллективам кафедр, связанных с преподаванием курса «Устройство и гидромеханика судна» в Ленинградском, Горьковском и Новосибирском институтах водного транспорта, за ценные указания, полученные в процессе подготовки рукописи, и просят присылать замечания по адресу: 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8, издательство «Судостроение».

## ВВЕДЕНИЕ

*Предмет курса.* В курсе «Устройство и гидромеханика судна» изучаются основные свойства, характеристики и особенности судов. Судно — это инженерное сооружение, обладающее способностью плавать, предназначенное для перевозки грузов и людей или обслуживания водных путей.

Все свойства (качества), которыми в той или иной мере должно обладать любое судно, можно разделить на две категории — эксплуатационные (эксплуатационно-технические, эксплуатационно-экономические) и навигационные (мореходные).

Эксплуатационные качества определяют степень соответствия судна его назначению, а также современным требованиям постройки, эксплуатации и ремонта как инженерного сооружения и транспортного средства. Показателями этих качеств могут служить, например, грузоподъемность судна, грузо- или пассажироместимость, объем транспортной работы, дальность и автономность плавания, прочность, надежность и срок службы судна, стоимость его постройки и содержания, технологичность судовых конструкций, техническая оснащенность и др.

Навигационные, или мореходные, качества присущи судну как плавучему сооружению, которое находится во взаимодействии с окружающей средой — водой и воздухом. Эти качества определяют условия равновесия или движения судна при действии на него различных сил, возникающих в определенных условиях эксплуатации. К числу таких качеств относятся плавучесть и остойчивость судна в неповрежденном, а иногда и в аварийном состоянии, ходкость и управляемость, умеренность и плавность качки на волнении. Показателями этих качеств являются, например, скорость судна, коэффициент полезного действия движительного комплекса, амплитуда и период качки в условиях ветрового волнения.

*Разделы курса.* Изучаемый курс содержит три раздела: «Общие сведения о судах», «Гидромеханика судна», «Архитектура и основы проектирования судов».

Первый раздел дает общее представление о судне как плавучем инженерном сооружении. В этом разделе, который является введением к курсу, изучаются основные характеристики судна в целом и его частей, типы судов, геометрическая форма их корпуса, особенности расположения судовых помещений, устройств, систем и оборудования.

Во втором разделе, наиболее значительном по объему, рассматривается плавучесть, остойчивость и непотопляемость, ходкость (сопротивление движению и судовые движители), управляемость и качка судна. Данный раздел посвящен изучению свойств судна, находяще-

гося в равновесии или движущегося определенным образом в окружающей среде, поэтому его правомерно считать прикладной гидромеханикой. В учебниках для кораблестроительных специальностей этот раздел называют «Теорией корабля (статика и динамика)».

Третий раздел, называемый иногда «Устройство судна», посвящен в основном изучению прочности, конструкции и архитектуры судов. Здесь же приведены краткие сведения о судовых устройствах и системах. В заключительной части данного раздела рассматриваются особенности проектирования судов внутреннего и смешанного плавания и перспективы их развития.

*Практическое значение курса.* Сведения, приведенные в курсе «Устройство и гидромеханика судна», дают полное представление о судах, их свойствах и характеристиках. Эти сведения необходимы для решения многих задач, возникающих в практической деятельности инженеров-механиков на судах или предприятиях флота.

Так, знание гидростатики судна позволяет определить характеристики его плавучести и остойчивости при нормальных условиях эксплуатации или в поврежденном состоянии. Это позволяет оценить безопасность эксплуатации судна или наиболее рационально провести его спасение при аварии, а также организовать ремонт на плаву.

Важное практическое значение имеет изучение гидродинамики судна (ходкости, управляемости и качки). Методы расчета характеристик ходкости, например, основаны на использовании закономерностей изменения сопротивления движению судов или составов и эффективности работы судовых движителей. В частности, эти методы расчета позволяют обоснованно выбрать мощность главных двигателей, наиболее эффективно ее использовать при заданных условиях эксплуатации, а также обеспечить согласованную работу энергетической установки и движительного комплекса судна. Это, в свою очередь, дает возможность снизить расход топлива и повысить его эксплуатационно-экономические показатели.

Зная характеристики управляемости судна и средства ее обеспечения, например, рули или поворотные насадки, можно наметить меры по снижению затрат мощности на их работу. Особо важное практическое значение приобретает изучение качки, так как в настоящее время создан целый ряд крупных водохранилищ и, кроме того, суда речного флота стали выходить в прибрежные морские районы с развитым ветроволновым режимом. Рационально выбрав мероприятия по снижению амплитуд и повышению периода качки судна на волнении, можно уменьшить ее неблагоприятное инерционное воздействие на работу судовых механизмов и их обслуживание.

Изучение прочности и общего устройства судов позволяет ознакомиться с архитектурой и конструкцией современных судов серийной постройки и судов новых архитектурно-конструктивных типов. Важным для инженеров-механиков является знание особенностей конструкции корпуса в месте расположения главных двигателей и движительно-рулевого комплекса судна, а также технологичности и ремонтоспособности судового корпуса в целом или его отдельных конструкций.

## Раздел первый

# ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СУДАХ

---

### Глава I

## ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВ ВНУТРЕННЕГО ПЛАВАНИЯ

### § 1. Общее устройство судов

Любое судно, независимо от типа и назначения, состоит из двух основных частей — корпуса и оборудования.

В корпусе судна расположено оборудование судна — главная энергетическая установка с приводом к судовым движителям, судовые устройства и судовые системы с относящимися к ним механизмами, электрорадионавигационное оборудование, необходимое для управления судном, жилищно-бытовое, а также специальное оборудование, зависящее от типа и назначения судна.

**Основной корпус судна** — это водонепроницаемая замкнутая оболочка. Она состоит из набора, составленного главным образом из продольных и поперечных балок, наружной обшивки и палубного настила. Эти главные конструктивные элементы — набор и оболочка — образуют перекрытия днища, бортов и палубы, обеспечивающие необходимую прочность судна.

Корпус судна по всей ширине разделен водонепроницаемыми переборками на отсеки, в которых располагаются различные помещения (рис. 1). На любом судне имеются носовой отсек, или форпик, отделенный форпиковой переборкой, и кормовой отсек, или ахтерпик, находящийся за ахтерпиковой переборкой. На самоходных судах обязательно наличие машинного отделения. В корпусе переборками выделены также грузовые трюмы, служебные и жилые помещения, топливные цистерны. Продольные переборки ставят в основном на судах, перевозящих жидкий груз: нефтеналивных баржах, танкерах, так как ширина грузовых отсеков (танков) для ограничения перемещения груза при наклонениях должна быть меньше ширины судна. Отсеки с жидким грузом или топливом отделяют от жилых помещений короткими пустыми отсеками — коффердамами, чтобы предотвратить проникновение газов, выделяемых жидким топливом, в соседние помещения.

Над форпиком и ахтерпиком главная палуба часто возвышается, образуя бак и ют. Это позволяет увеличить высоту водонепроницаемого корпуса в носу и корме, т. е. местах, наиболее подверженных за-



ливанию при качке, а также увеличить высоту отсеков в оконечностях судна для размещения там необходимого оборудования. В некоторых случаях на судах с достаточно высоким бортом, помимо главной палубы, имеются дополнительные горизонтальные платформы в отдельных отсеках, разделяющие их по высоте.

Для увеличения вместимости судна делают надстройки—помещения, возвышающиеся в один или несколько ярусов над главной палубой. Ширина их равна ширине корпуса, как это принято на морских судах, а иногда меньше или больше нее; в последнем случае надстройка опирается на обносы — деревянный или металлический настил, который крепится к корпусу с помощью кронштейнов.

В надстройках располагаются жилищно-бытовые помещения, а также различные шахты — вертикальные глубокие отсеки, проходя-

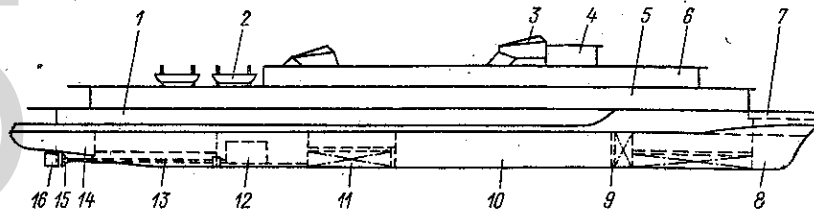


Рис. 1. Общий вид судна (схема).

1 — надстройка 1-го яруса; 2 — шлюпки; 3 — дымовая труба; 4 — рулевая рубка; 5 — надстройка 2-го яруса; 6 — надстройка 3-го яруса; 7 — палуба бака; 8 — форпик; 9 — коффердам; 10 — корпус; 11 — топливная цистерна; 12 — главный двигатель; 13 — валопровод; 14 — ахтерпик; 15 — гребной винт; 16 — руль

щие от верхней палубы до днища. Шахты используют для освещения, подачи воздуха, например в машинное отделение, для вентиляции. Они необходимы при ремонте судовых механизмов. К жилищно-бытовым помещениям относятся каюты команды и пассажиров, общие пассажирские помещения с местами для сидения, столовые, красные уголки, музыкальные и другие салоны, рестораны, буфеты, кинозалы, солярии, хозяйственные и санитарно-гигиенические помещения.

К расположению, устройству и оборудованию жилых помещений на судах предъявляются определенные требования, которые регламентируются Правилами организаций, контролирующими постройку судов (Речного Регистра РСФСР или Регистра СССР, в зависимости от района плавания судна), а на судах внутреннего плавания еще и «Санитарными правилами для речных и озерных судов СССР» (Министерство здравоохранения СССР, 1965 г.).

Согласно Санитарным правилам, экипаж должен располагаться в одно- и двухместных каютах в надстройке и в некоторых других частях корпуса с хорошим освещением, вентиляцией, водоснабжением, отоплением и т. д.

На современных судах широко применяют автоматические средства управления главной энергетической установкой и вспомогательными механизмами. Это позволяет сокращать численность экипажа за счет

совмещения профессий и улучшать бытовые условия, несмотря на уменьшение количества и размеров надстроек.

Надстройки небольшой длины, ширина которых меньше ширины корпуса, называют рубками. На судах внутреннего плавания чаще всего имеются ходовые рубки, радиорубки и помещения комсостава. На строящихся судах делают типизированные ходовые рубки, в которых удобно расположены приборы и средства дистанционного управления и связи, имеется широкий круговой обзор обстановки при вождении судна.

**Судовое оборудование.** Все судовое оборудование размещается в корпусе, надстройках и рубках. Главная судовая энергетическая установка, обслуживающие ее механизмы, судовая электростанция, механизмы судовых систем размещаются в машинном отделении, занимающем один или два отсека в корпусе судна.

На судах с двигателями внутреннего сгорания и гребными винтами, водометными или крыльчатыми движителями валопровод, через который передается вращение от двигателя к движителю, размещается в корме. Так же расположен валопровод на паровых судах с вертикальными паровыми машинами. На дизель-электроходах в машинном отделении устанавливают главные двигатели внутреннего сгорания и электрические генераторы, а в кормовой части находится моторное отделение с электродвигателями, передающими вращение к гребным винтам. Аналогично размещается энергоустановка с гидравлической передачей мощности от двигателя к движителю. На паровых судах с наклонными паровыми машинами и бортовыми гребными колесами вращение передается от коленчатого вала машины непосредственно к гребному валу.

*Судовые устройства* (рулевое, подруливающее, якорное, швартовное, шлюпочное, буксирное, грузовое, сцепное и др.) предназначены для обеспечения нормальной эксплуатации судна. Важной частью судовых устройств являются палубные вспомогательные механизмы: рулевые машины, брашпили и шпили якорного и швартовного устройства, буксирные, шлюпочные и грузовые лебедки. Расположение судовых устройств зависит от типа и назначения судна.

*Судовые системы* обеспечивают безопасность эксплуатации судна и нормальные условия жизни людей. К ним относятся водоотливная, осушительная, противопожарная, балластная, сточно-фановая, а также системы отопления, вентиляции, холодильная, кондиционирования воздуха и др. Эта сеть трубопроводов, оборудованная насосами и приборами, располагается во всех судовых помещениях. Насосы судовых систем устанавливают, как правило, в машинном отделении, а на некоторых типах судов — в специальных отсеках или выгородках. Трубопроводы, обслуживающие главные и вспомогательные механизмы (топливный, масляный, сжатого воздуха, питательной воды для котлов и др.), к общесудовым системам не относятся.

На современных судах предусматривается комплексная автоматизация и механизация управления судном из рулевой рубки, обеспечивающая дистанционное автоматическое управление главными и вспомогательными двигателями, насосами и палубными вспомога-

ными механизмами. На многих типах судов наличие комплексной автоматизации позволяет вести эксплуатацию судна без постоянной вахты в машинном отделении.

## § 2. Главные размерения судна

**Основные поверхности и плоскости, связанные с судном.** Для того чтобы правильно охарактеризовать геометрические размеры судна, необходимо соблюдать определенные условия, регламентируемые ГОСТ 1062—68.<sup>1</sup> Им обусловлены расположение основных плоскостей и линий, связанных с судном, а также правила отсчета геометрических размеров судна — его главных размерений.

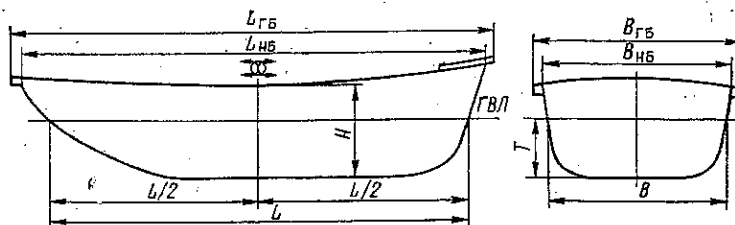


Рис. 2. Главные размерения судна

При рассмотрении основных характеристик судна вводится понятие о его теоретической поверхности, проходящей по внутренней поверхности металлической обшивки судов и по наружной поверхности неметаллической обшивки (на пластмассовых, железобетонных и других судах). В качестве характерных плоскостей для определения главных размерений принимаются:

диаметральная плоскость (ДП) — вертикальная продольная плоскость симметрии корпуса;

плоскость мидель-шпангоута (МШП) — вертикальная поперечная плоскость, проходящая посередине расчетной длины судна;

основная плоскость (ОП) — горизонтальная плоскость, идущая через самую нижнюю точку корпуса судна без выступающих частей.

При пересечении ОП и ДП получается основная линия, а при пересечении ДП с днищевой частью теоретической поверхности — килевая линия.

Линии пересечения теоретической поверхности судна горизонтальными плоскостями называются ватерлиниями. Ватерлинию, которая совпадает с поверхностью спокойной воды при плавании судна с полной нагрузкой, называют конструктивной, или грузовой, ватерлинией (КВЛ, или ГВЛ); любую другую ватерлинию, соответствующую конкретному случаю нагрузки, для которого определяют характеристики судна, называют расчетной.

<sup>1</sup> ГОСТ 1062—68 «Корабли и суда надводные. Термины, условные обозначения и определения главных размерений».

Линия пересечения теоретических поверхностей палубы и борта называется бортовой линией палубы.

**Определение главных размерений.** В соответствии со стандартом существует четыре вида главных размерений: конструктивные, расчетные, наибольшие и габаритные. Конструктивные, под которыми понимают на практике главные размерения, отсчитывают следующим образом (рис. 2):

1. Длина судна  $L$  — расстояние по конструктивной ватерлинии между крайними точками пересечения ее с диаметральной плоскостью.
2. Ширина судна  $B$  — расстояние между касательными к конструктивной ватерлинии, параллельными диаметральной плоскости.
3. Высота борта  $H$  — расстояние, измеренное в плоскости мидель-шпангоута у борта от основной плоскости до линии палубы.
4. Осадка судна  $T$  — расстояние между плоскостью конструктивной ватерлинии и основной плоскостью, измеряемое в пересечении плоскостей мидель-шпангоута и диаметральной.

Размерения, соответствующие погружению судна по расчетную ватерлинию, называются расчетными. Наибольшие размерения ( $L_{нб}$ ,  $B_{нб}$ ) соответствуют максимальным размерам корпуса без выступающих частей (металлическая обшивка, обносы, привальные брусья и т. д.), а габаритные ( $L_{гб}$ ,  $B_{гб}$ ) — с учетом выступающих частей.

Главные размерения судна являются его основными эксплуатационными характеристиками, с помощью которых можно определить, пройдет ли судно по фарватеру, под мостами, через шлюзы и т. д. Соотношения главных размерений являются первоначальными характеристиками формы корпуса.

### § 3. Классификация судов

Существующие суда внутреннего плавания классифицировать по одному признаку невозможно вследствие многообразия отличительных черт. Во всяком случае, эти признаки можно разделить на начальные, которыми характеризуется судно при выдаче технического задания на его проектирование, и вторичные, которые возникают в процессе разработки технического задания и проектирования судна.

К начальным, заданным для судна, классификационным признакам можно отнести: способ приведения судна в движение, его назначение и район плавания. В ходе проектирования появляются такие признаки, как материал, архитектурно-конструктивный тип судна и др. Классифицируют суда также по способу поддержания его на воде.

По способу приведения в движение суда разделяют на *самоходные и несамоходные*. В свою очередь, самоходные суда различают по типу главной судовой энергетической установки (теплоходы, пароходы, турбоходы, дизель- или турбоэлектроходы) и по роду движителя — с гребными винтами, гребными колесами, водометными или крыльчатыми движителями.

По назначению суда внутреннего плавания делят на транспортные, технические вспомогательные и промысловые. К *транспортным* су-

дам относятся пассажирские, грузовые, буксиры и толкачи, а также буксируемые и толкаемые составы. Основным эксплуатационным показателем пассажирских судов является их пассажироместность — количество пассажирских мест. Различают пассажирские суда и по продолжительности рейса, в зависимости от которой суда подразделяют на транзитные, для местных линий и пригородных перевозок. Существуют также грузопассажирские суда, имеющие грузовые трюмы и перевозящие как пассажиров, так и грузы. Эксплуатационными характеристиками таких судов являются грузоподъемность и пассажироместность. Близки к грузопассажирским судам паромы, которые обслуживают переправы и перевозят одновременно и пассажиров и грузы.

Грузовые суда делят в зависимости от груза на сухогрузные и наливные. *Сухогрузные* суда могут перевозить генеральные грузы (штучно-тарные), насыпные (уголь, руду, зерно), а также специальные грузы (автомобили, контейнеры, химические продукты и т. д.). Для перевозки скоропортящихся продуктов строят рефрижераторные суда. Их оборудуют системой охлаждения груза и специальной изоляцией.

*Наливные* суда предназначены для перевозки жидких грузов (нефтепродукты, жидкие химические вещества, молоко и др.). Эксплуатационные показатели грузовых судов — грузоподъемность и грузоместность.

Буксиры и толкачи предназначены для буксировки и толкания составов из несамоходных барж (сухогрузных и наливных). В последнее время большое распространение получили секционные составы различной грузоподъемности, которые формируют из барж-секций. Эксплуатационной характеристикой буксиров и толкачей является мощность. В подавляющем большинстве случаев строят буксиры-толкачи.

К техническим судам, или судам технического флота, относятся дноуглубительные снаряды (землесосы, землечерпательные снаряды, грунтоотвозные шаланды), а также навигационные суда. К вспомогательному флоту относятся ледоколы, плавучие краны, плавучие мастерские, плавучие магазины, топливозаправочные станции, перегружатели сыпучих грузов, дебаркадеры, брандвахты (плавучие общежития), плавучие доки, пожарные и санитарные суда. Промысловый флот составляют рыболовные суда.

По району плавания суда внутреннего плавания в соответствии с Правилами Речного Регистра РСФСР разделяют на четыре класса («М», «О», «Р» и «Л») в зависимости от разрядов бассейнов рек, озер и водохранилищ. В основу деления водных бассейнов и магистралей положен признак ветрового и волнового режимов.

Суда класса «М» предназначены для плавания в крупных глубоководных озерах, устьях больших рек с выходом на морские рейды.

Суда класса «О» предназначены для магистральных рек с крупными водохранилищами и низовьев больших рек.

Суда класса «Р» эксплуатируются на меньших реках и водохранилищах, на магистральных реках (за исключением водохранилищ) и каналах.

Класс «Л» составляют суда, плавающие на всех остальных реках, включая боковые и малые, верховья больших рек и некоторые каналы.

Конструкция и качества каждого судна должны удовлетворять требованиям Речного Регистра РСФСР для наивысшего класса, соответствующего участкам пути, на котором оно эксплуатируется.

С 1 января 1971 г. установлен новый класс судов «М-СП», к которому относятся суда речные смешанного плавания с выходом в море и с ограничениями по погоде. Эти суда предназначены для обслуживания перевозок грузов из реки в море в пределах 20-мильной прибрежной зоны и обратно без перевалки.

Три классификационных признака должны быть отражены в названии проекта или построенного судна, например: «Пассажирский теплоход на 400 мест класса «О», «Несамостоятельная баржа грузоподъемностью 3000 т класса «Л», «Буксир-толкач мощностью 4000 л. с. класса «М-СП», «Грузовой теплоход грузоподъемностью 2700 т класса «М-СП».

По материалу корпуса и надстроек суда разделяют на металлические (стальные или из легких сплавов), железобетонные и пластмассовые. Подавляющее большинство современных судов стальные, поэтому в наименовании проекта употребляется название материала только в тех случаях, если судно не стальное.

**Архитектурно-конструктивный тип судна** определяется числом палуб в корпусе, расположением надстройки и числом ее палуб, расположением рубки и машинного отделения, наличием бака и юта.

Примерно со второй половины нашего века возникла необходимость классифицировать суда внутреннего плавания по принципу **поддержания на воде**. До этого все плавающие суда (за исключением глиссеров) относили к водоизмещающим, у которых сила поддержания создается за счет гидростатических сил давления воды на погруженную часть корпуса. К водоизмещающим судам также относят и катамаранные суда. У них необходимый погруженный в воду объем составляют два корпуса, что позволяет выбрать геометрические характеристики и расстояние между корпусами (клиренс) оптимальными, достичь наибольшей скорости и одновременно обеспечить другие качества — грузместимость, остойчивость, комфортабельность.

Сравнительно недавно были разработаны быстроходные суда, корпус которых полностью или частично возвышается над водой за счет создания динамической силы поддержания. При этом движение корпуса судна происходит в гораздо менее плотной воздушной среде и сопротивление воды заменяется сопротивлением воздуха. К таким судам относятся глиссирующие, суда на подводных крыльях, суда на воздушной подушке, экранопланы.

Для судна с динамическим принципом поддержания этот признак обязательно указывается в наименовании проекта, например: «Судно на подводных крыльях на 60 пассажиров для малых рек».

#### § 4. Основные типы судов внутреннего плавания

За последние 20—25 лет речной флот почти полностью обновлен. Постройка судов ведется в основном крупными сериями (см. прилож. I).

Пассажирские и грузопассажирские суда, построенные в послевоенное время, предназначаются для крупных транзитных и туристских перевозок. Они имеют малую грузоподъемность, достаточно большую комфортабельность и повышенную скорость. Флагманами пассажир-

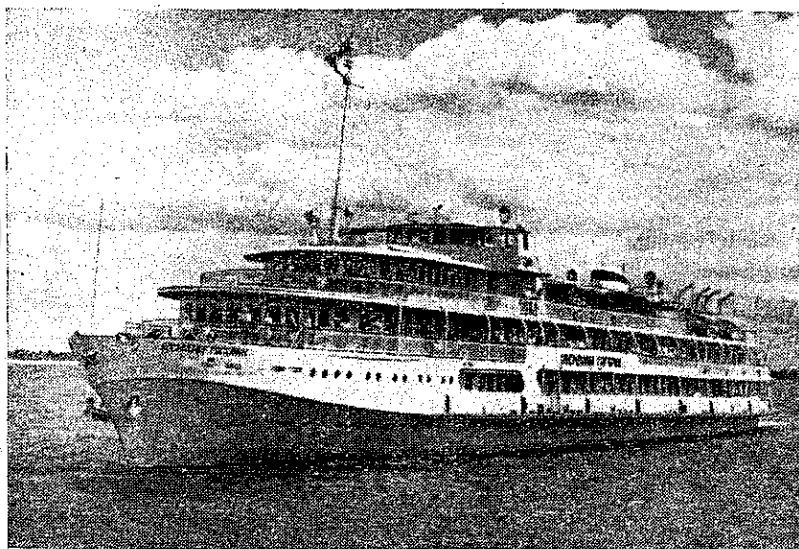


Рис. 3. Трехпалубный грузопассажирский теплоход

ского флота явились трехвинтовые дизель-электроходы «Ленин» и «Советский Союз». Это крупнейшие в мире пассажирские суда внутреннего плавания. Они имеют трехъярусную надстройку, в которой расположены каюты со спальными местами для пассажиров, рестораны, салоны, кинозалы и т. п. Три главных двигателя этих судов работают на генераторы, а три электромотора приводят в движение гребные винты. На этих судах имеются носовое и кормовое подруливающие устройства. Суда оборудованы системой кондиционирования воздуха. Они эксплуатируются как туристские и по существу являются плавающими домами отдыха.

Крупные трехпалубные грузопассажирские суда типа «Октябрьская революция» и «Родина» (рис. 3) предназначены для транзитных перевозок пассажиров и багажа с большой скоростью, а также для туристских рейсов. Это трехвинтовые теплоходы с трехъярусной надстройкой, выполненной из стали или из легких сплавов. Большинство кают (с мягкими местами) одно- и двухместные.

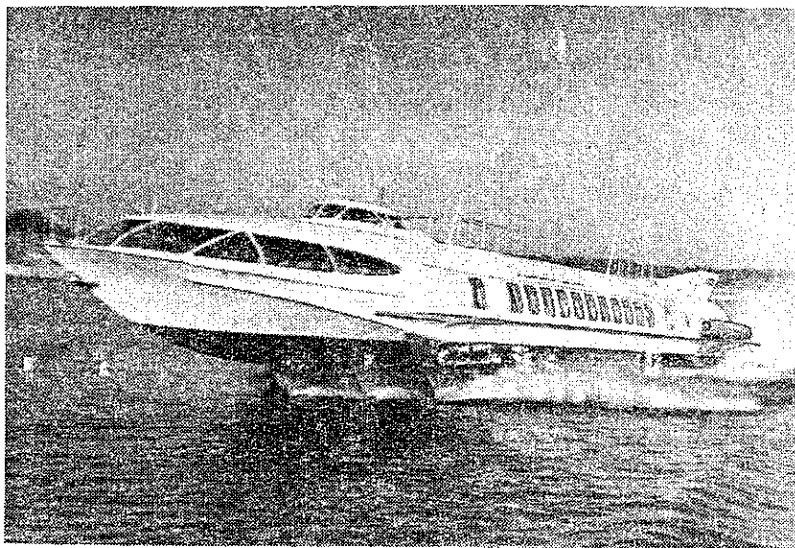


Рис. 4. Судно на подводных крыльях «Буревестник»

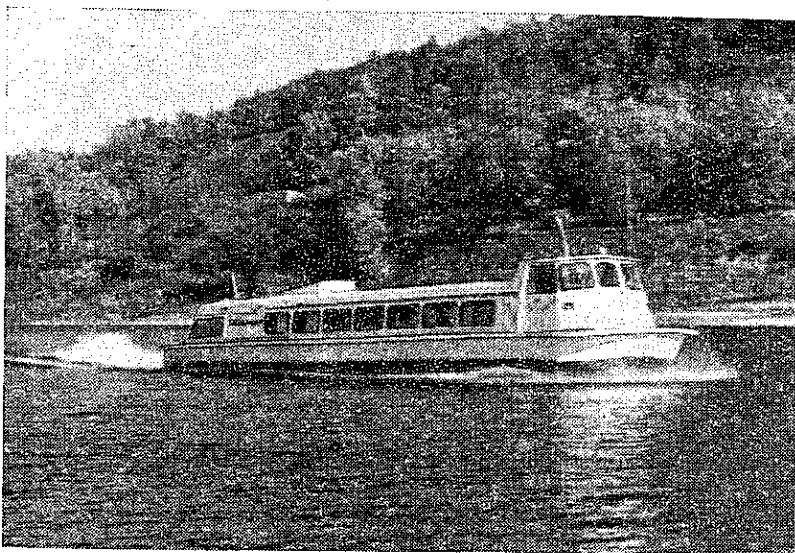


Рис. 5. Судно на воздушной подушке «Горьковчанин»



Транзитные линии обслуживают грузопассажирские двухвинтовые дизель-электроходы типа «Россия», грузопассажирские двухпалубные теплоходы типа «Ерофей Хабаров» и «Ангара», пассажирские теплоходы типа «Байкал». На пригородных и местных линиях используются винтовые или водометные теплоходы типа «Москвич», «ОМ». В конце 60-х годов было начато строительство двух новых типов судов («Нева» и «Москва»), которые заменили ранее эксплуатируемые.

Для малых и боковых рек построены скоростные суда типа «Заря» — водоизмещающие полуглиссирующие, оборудованные водометными движителями. Они могут подходить к необорудованному берегу.

В последнее время наибольшее распространение получили рентабельные, быстроходные пассажирские суда на подводных крыльях типа «Метеор» и «Ракета». Созданы также водометный теплоход на подводных крыльях «Чайка», водометный газотурбоход «Буревестник» (рис. 4), а также теплоход на подводных крыльях «Спутник».

В 8-й пятилетке на пассажирских линиях появились суда на воздушной подушке типа «Сормович» и «Зарница» (головной теплоход «Горьковчанин»). «Сормович» — это судно для магистральных рек. При движении оно полностью отрывается от воды и развивает максимально возможную в настоящее время на внутренних водных путях скорость. Судно оборудовано двумя воздушными винтами и турбовинтовым двигателем. «Зарница» — это водометный теплоход, который частично отрывается от воды (рис. 5). Эти суда обслуживают местные линии на малых и боковых реках; строят их серийно.

**Сухогрузные суда**, как правило, имеют однотипное архитектурно-конструктивное оформление. Это суда с надстройкой; машинное отделение расположено в корме, грузовые трюмы, открытые или закрытые, — в остальной (большей) части корпуса судна. Лишь на судах-площадках трюмы отсутствуют, грузы перевозят на палубе. Крупные теплоходы, перевозящие массовые грузы, оборудуют специальными приспособлениями, которые позволяют механизировать и ускорить погрузку и выгрузку, применяют конструкции с двойным дном и двойными бортами (в районе трюмов) и с большим раскрытием палубы (суда открытого типа), т. е. с большими люками. На судах, перевозящих грузы, которые боятся влаги, трюмы имеют крышки, механически открывающиеся и закрывающиеся. В качестве движителей на грузовых судах устанавливают гребные винты в направляющих насадках, чаще всего в поворотных.

Наиболее крупными грузовыми теплоходами являются суда типа «Волго-Дон» грузоподъемностью 5000 т, предназначенные для Волжско-Камско-Донского бассейна. Они оборудованы комплексной автоматической системой управления энергетической установкой. На базе грузового теплохода построен секционный состав, в котором носовая самоходная секция-приставка таких же размеров, как и теплоход, является продолжением его корпуса.

Основное внимание уделяется строительству грузовых судов, осуществляющих прямые бесперевалочные перевозки из реки в море и обратно. Большая группа судов смешанного плавания спроектирована

и построена на заводе «Красное Сормово». Их основной корпус создан по типу широко распространенных речных грузовых теплоходов послевоенной постройки («Большая Волга» и «6-я пятилетка»). С учетом опыта их эксплуатации были созданы три новых типа судов смешанного плавания: теплоходы типа «Балтийский», «Волго-Балт», и «Сормовский». Эти теплоходы однотипные, отличаются лишь длиной и осадкой; много общего в их конструкции и оборудовании, в частности, имеется комплексная автоматическая система управления судовыми механизмами. Суда типа «Балтийский» совершают рейсы в морские



Рис. 6. Грузовой теплоход смешанного плавания

порты Советского Союза и за границу. Теплоходы типа «Волго-Балт» обслуживают Волго-Балтийскую систему с заходом в морские порты. Теплоходы типа «Сормовский» (рис. 6) являются наиболее крупными судами смешанного плавания для Волго-Донской, Волго-Балтийской и Беломоро-Балтийской водных систем с выходом в море. Все эти суда беспалубные, с люковыми закрытиями, надстройками в корме, с двойным дном и двойными бортами, с большим раскрытием гладкостенных грузовых трюмов.

Особое место среди судов смешанного плавания занимает нефте-рудовоз типа «Кама», имеющий восемь бортовых танков для перевозки нефтепродуктов и трюм для сухих грузов.

Грузовые теплоходы грузоподъемностью от 150 до 2200 т обслуживают перевозки на реках Сибири и Дальнего Востока, а также на боковых и малых реках.

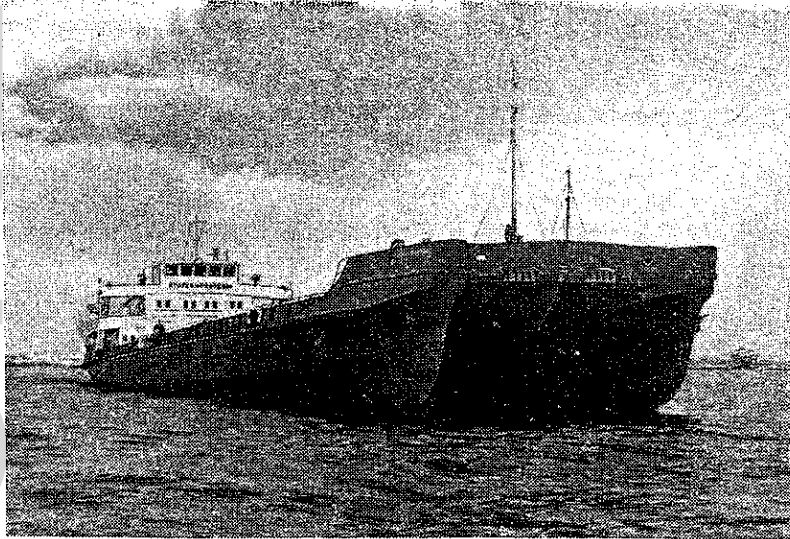


Рис. 7. Грузовой теплоход-катамаран

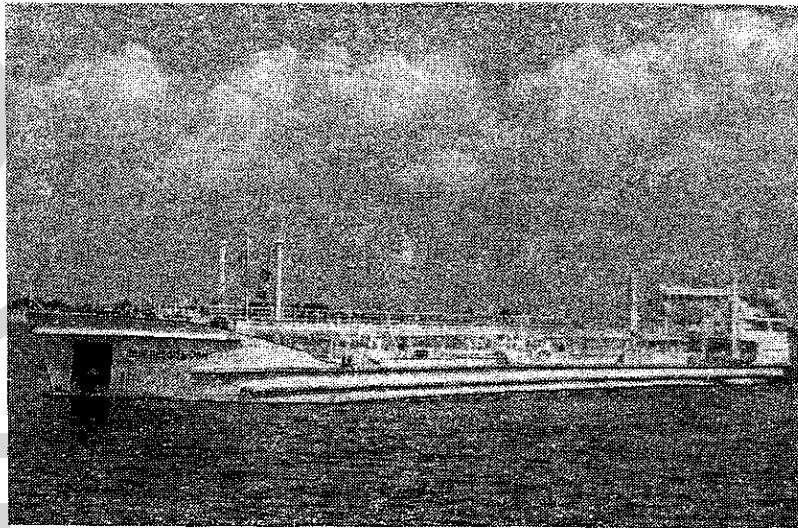


Рис. 8. Танкер «Волgoneфть»

Для перевозки минеральных строительных грузов, угля, руды, леса служат суда-площадки. Особую группу теплоходов-площадок составляют катамаранные суда с большой площадью палубы и высокой скоростью (рис. 7). Они предназначены для перевозки на палубе контейнеров, автомашин и других грузов.

**Танкеры** начали строить в конце 50-х годов. До этого времени жидкие грузы перевозили в несамоходных нефтеналивных баржах.

Существуют два конструктивных типа танкеров: с грузовыми отсеками (танками) и со вставными цилиндрическими цистернами-ем-

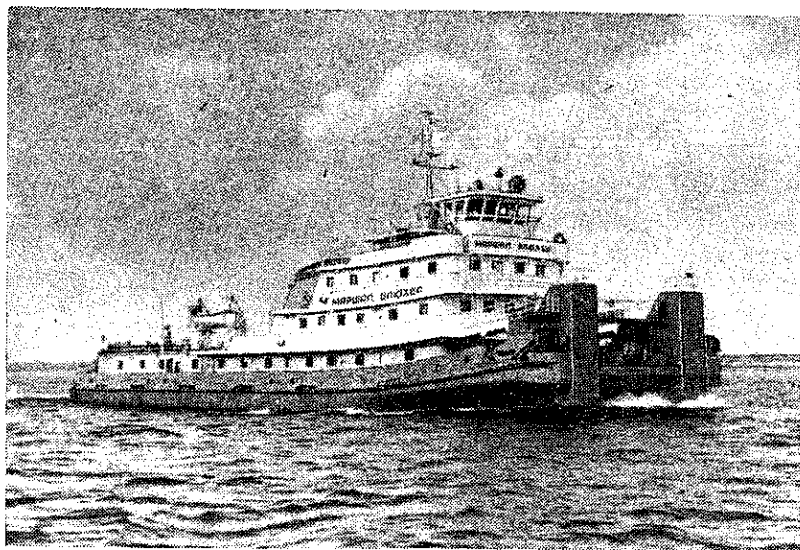


Рис. 9. Буксир-толкач «Маршал Блюхер»

костями. В корпусе танкера первого типа обычно имеются продольные и поперечные переборки, которые образуют танки. На крупных танкерах делают двойное дно и двойные борта, в результате чего значительно улучшаются условия зачистки от остатков нефтепродуктов, дольше сохраняется температура вязких нефтепродуктов. Кроме того, в двойном дне чаще всего располагаются балластные отсеки, что облегчает балластировку судна. Характерными особенностями танкеров являются наличие грузовых насосов для погрузки и выгрузки нефтепродуктов и устройства для подогрева при перевозке вязких нефтепродуктов. Особое внимание уделяется на танкерах противопожарной безопасности. Наиболее крупными являются танкеры типа «Великий» и «Волгонефть» грузоподъемностью 5000 т. Это однопалубные теплоходы с баком в носу и надстройкой в корме и переходным мостиком в ДП (рис. 8). Танкеры типа «Волгонефть» предназначены для смешанного плавания с выходом на прибрежные морские трассы; имеют ограничения по погоде.

Танкеры типа «ГЭС» и «Лось» грузоподъемностью 3000 т имеют двойное дно и одинарные или двойные борта, грузовые танки и сухой трюм в носовой части. Для перевозки нефтепродуктов в Ленском бассейне строят танкеры грузоподъемностью 1000—1500 т с одинарным дном и бортами. Танкеры малой грузоподъемности (100—600 т) строят со вставными емкостями. Они обслуживают нефтеперевозки на боковых и малых реках.

**Паромы**, по конструкции представляющие теплоходы-площадки, обслуживают переправы и перевозят пассажиров и автотранспорт. Погрузку осуществляют на палубу двумя способами: бортовым и продольным. В последнем случае у паромов челночного типа в оконечностях имеются подъемные мосты-аппарели, которые перекидываются на причалы. Пассажиры чаще всего размещаются в поднятой над палубой надстройке или в специально отведенных помещениях корпуса. На всех построенных паромах погрузку автомашин в корпус не осуществляют.

**Толкачи и буксиры** имеют ряд особенностей. На этих судах небольшой длины имеются мощные энергетические установки. На толкачах-буксирах и толкачах высоко располагается рулевая рубка. В качестве рулевого комплекса в большинстве случаев используются гребные винты в поворотных насадках с отдельным управлением. Суда этого типа по существу представляют собой самоходные машинные отделения с экипажем и оборудованием, необходимым для его эксплуатации. Наиболее распространены буксиры-толкачи, оборудованные носовыми упорами и сцепным устройством для толкания, а также буксирным гаком и буксирной лебедкой. Существующие транзитные, местные и рейдовые суда этого типа весьма разнообразны по своим характеристикам.

Наиболее крупным современным буксиром-толкачом является «Маршал Блюхер» (рис. 9) — головной теплоход серии судов, предназначенных для толкания большегрузных составов грузоподъемностью 15 000 — 17 000 т. На судне установлены дизель-гидроредукторные агрегаты общей мощностью 4000 л. с., состоящие из главных двигателей с гидротрансформаторами переднего и заднего хода, гидромумфтой и одноступенчатым зубчатым редуктором.

Большой серией строят толкачи мощностью 2000 л. с. Это четырехпалубные суда с выдвинутой вперед рубкой. На них имеются автоцепы и носовые упоры, а также буксирный гак и буксирная лебедка. Судно может буксировать и толкать баржи всех типов.

Универсальные буксиры-толкачи типа «Зеленодольск», «Плевна» и «Дунайский» мощностью 1200—1340 л. с., а также типа ОТ-800 и ОТА-800 мощностью 800 л. с. предназначены для вождения несамоходных судов всех типов в центральных и восточных бассейнах нашей страны. Водные пути разрядов «Р» и «О» обслуживают различные типы толкачей и буксиров мощностью 150—600 л. с. Это винтовые, водометные или колесные суда, осуществляющие транзитные перевозки, а также рейдовые, шлюзовые и ледакольные работы.

## § 5. Теоретический чертеж судна

**Проекция теоретического чертежа.** Средством графического изображения поверхности судового корпуса является теоретический чертеж (рис. 10). Он необходим для определения размеров элементов конструкции при постройке, ремонте, модернизации судна, при установке дополнительного оборудования, определении площади и объема различных помещений на судне, а также для расчета других геометрических характеристик корпуса.

Теоретический чертеж вычерчивают в трех проекциях. В качестве координатных удобно выбрать характерные плоскости, которые принимают и при отсчете главных размерений — диаметральной плоскость (ДП), плоскость мидель-шпангоута (МШ) и основную плоскость (ОП). Для получения изображения судовой поверхности ее пересекают тремя семействами равноотстоящих друг от друга плоскостей, параллельных координатным. При пересечении поверхности судна с вертикальными продольными плоскостями получают батоксы, с вертикальными поперечными — шпангоуты, с горизонтальными — ватерлинии.

Поверхность судна вместе со всеми сечениями проектируется на координатные плоскости. Проекцию на ДП называют «Бок», на плоскость мидель-шпангоута — «Корпус», на основную плоскость — «Полуширота». Так как судно симметрично относительно ДП, на «Полушироту» наносят только половину судна по ширине. По этой же причине на «Корпусе» справа от оси изображают носовую четверть судна, а слева — кормовую.

Каждое из трех семейств сечений проектируется на одну плоскость в виде кривых линий, не искаженных по форме и величине, а на две другие плоскости — в виде прямых линий. Батоксы в истинном виде изображают на проекции «Бок», вертикальными прямыми — на проекции «Корпус», горизонтальными — на проекции «Полуширота». Шпангоуты без искажений проектируются на «Корпус», а на «Бок» и «Полушироту» — в виде вертикальных линий. Ватерлинии изображаются на проекции «Полуширота» кривыми линиями, а на проекциях «Бок» и «Корпус» — горизонтальными прямыми.

Совокупность прямых линий, являющихся следами плоскостей батоксов, шпангоутов и ватерлиний, образует сетку теоретического чертежа. Габаритные размеры сетки составляют для «Бока»  $L \times H$ , для «Полушироты» —  $L \times \frac{B}{2}$ , для «Корпуса» —  $H \times B$ . Осадка судна определяет положение конструктивной (грузовой) ватерлинии (КВЛ, или ГВЛ). Всего в пределах осадки выбирается 5—8 ватерлиний с интервалом  $\Delta T = \frac{T}{m}$ , включая грузовую и нулевую, совпадающую с основной плоскостью (здесь  $m$  — номер грузовой ватерлинии). Ватерлинии нумеруют снизу вверх.

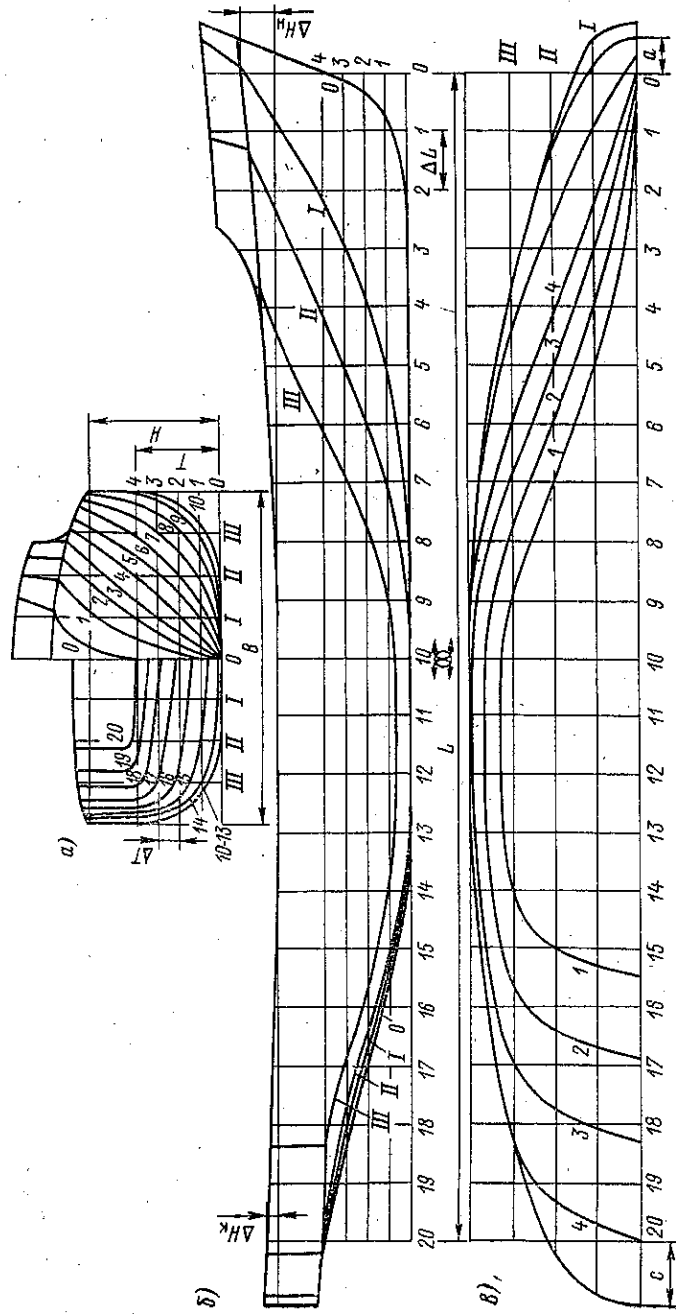


Рис. 10. Теоретический чертеж судна:  $\gamma$  а — «Корпус»; б — «Бок»; в — «Полуширога»

Длину судна  $L$  разбивают на 20 частей, таким образом получается 21 шпангоут. Интервал между шпангоутами называется теоретической шпацией  $\Delta L = \frac{L}{20}$ . Эту величину не следует смешивать с кон-

структивной шпацией — расстоянием между конструктивными шпангоутами построенного судна. Теоретические шпангоуты обычно нумеруют в направлении от носа к корме, при этом крайний носовой шпангоут имеет нулевой номер. Батоксы нумеруют в направлении от ДП к борту римскими цифрами, при этом нулевой номер присваивают диаметральному батоксу.

**Согласование проекций теоретического чертежа.** На построенной сетке вычерчивают три семейства линий: на проекции «Корпус» — шпангоуты, на проекции «Полуширота» — ватерлинии; на проекции «Бок» — батоксы. Поскольку все эти линии изображают одну и ту же поверхность, их проекции должны быть между собой согласованы. Если принять начало координат в точке пересечения трех плоскостей проекций (рис. 11) и направить ось абсцисс  $x$  в нос судна, ось ординат  $y$  в сторону правого борта и ось аппликат  $z$  вверх, то координаты каждой точки пересечения линий теоретического чертежа ( $A, B, C$  — на рис. 11) должны быть одинаковыми на различных проекциях. Равенство двух координат каждой точки обеспечивается при построении сетки теоретического чертежа (например, равенство абсциссы и аппликаты точки  $A$  пересечения шпангоута и ватерлинии, абсциссы и ординаты точки  $B$  пересечения шпангоута и батокса, ординаты и аппликаты точки  $C$  пересечения батокса и ватерлинии). Равенство же третьей координаты, характеризующей пересечение кривой и прямой линий на каждой проекции, используют для построения теоретического чертежа, проверки его согласования и проведения на нем дополнительных линий. Так, у точек пересечения шпангоутов и ватерлиний используется равенство ординат  $y_A$  на «Корпусе» и «Полушироте», у точек пересечения ватерлиний и батоксов — равенство абсцисс  $x_C$  на проекциях «Полуширота» и «Бок», у точек пересечения батоксов и шпангоутов — равенство аппликат  $z_B$  на проекциях «Бок» и «Корпус».

Согласованность линий теоретического чертежа позволяет по одной его проекции построить две других. Например, если заданной проекцией является «Корпус», то для проведения каждой ватерлинии на «Полушироте» нужно использовать ординаты точек ее пересечения со всеми шпангоутами на корпусе. Батоксы в этом случае проводят по двум группам точек: одну из них получают, откладывая на следах ватерлиний «Бока» абсциссы точек пересечения батокса со всеми ватерлиниями на «Полушироте», а другую — по аппликатам точек пересечения батокса со всеми шпангоутами на «Корпусе».

Теоретический чертеж строят как для подводной, так и для надводной части судна. На «Боку» и «Полушироте» показывают проекции бортовой линии палубы. Так как она выходит за пределы сетки теоретического чертежа, то ее длина характеризуется вылетом носа и свесом кормы (см.  $a$  и  $c$  на рис. 10).

Для судов классов «О», «Р» и «М» необходимо увеличить высоту борта в носовой и кормовой частях для безопасности плавания. Это



обеспечивается наличием седловатости — подъема линии борта в носу  $\Delta H_n$  и корме  $\Delta H_k$ . Суда могут и не иметь седловатости, если у них имеется бак и ют определенных размеров. Но и в этом случае наблюдается некоторый подъем линии борта в оконечностях, что объясняется наличием погиби у линии бимсов — линии, соединяющей бортовые ветви шпангоутов по палубе.

По имеющемуся теоретическому чертежу легко выполнить дополнительные построения, необходимые при ремонте и модернизации судна. Например, нужно определить очертания трубопровода, кото-

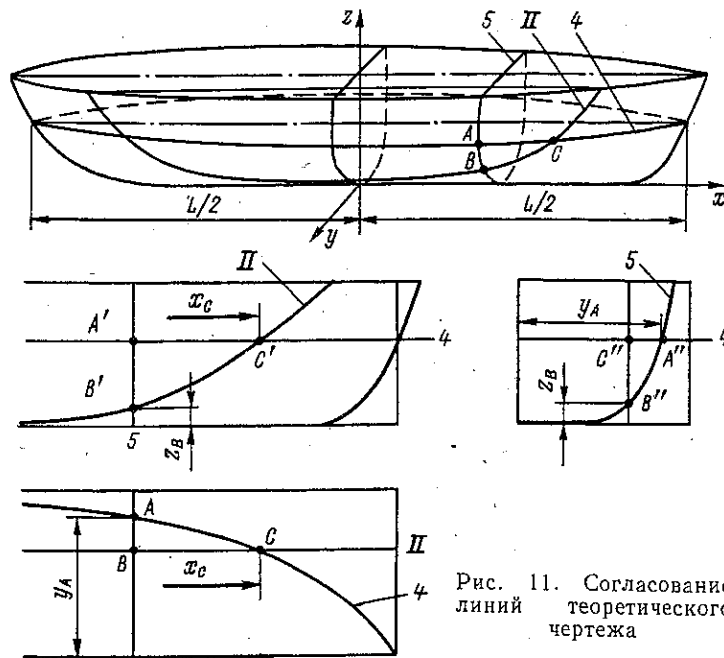


Рис. 11. Согласование линий теоретического чертежа

рый следует поставить по борту в горизонтальной плоскости. Для этого следует провести дополнительную ватерлинию на «Полушироте» на соответствующей высоте, используя проекции «Корпус» и «Бок». Чтобы определить наибольший диаметр гребного винта, пробивают дополнительный шпангоут на «Корпусе» в плоскости действия винта и находят диаметр наибольшей окружности с центром на оси гребного вала, которая размещается относительно шпангоута с учетом необходимых зазоров между винтом и корпусом.

## § 6. Характеристики формы судового корпуса

Коэффициенты полноты. Наиболее важными геометрическими параметрами корпуса судна являются площадь грузовой ватерлинии  $S_{ГВЛ}$ , площадь погруженной части мидель-шпангоута  $\omega_0$ , а также

объемное водоизмещение  $V$  — объем погруженной части судна, расположенной ниже грузовой ватерлинии.

Для характеристики этих величин введем понятие о коэффициентах полноты — безразмерных величинах, позволяющих судить о форме и полноте обводов судна и представляющих собой отношение характерных площадей и объемов корпуса судна к площадям и объемам описанных вокруг них простейших геометрических фигур и тел.

Коэффициент полноты площади грузовой ватерлинии (рис. 12, а)

$$\alpha = \frac{S_{гвл}}{LB} \quad (II.1)$$

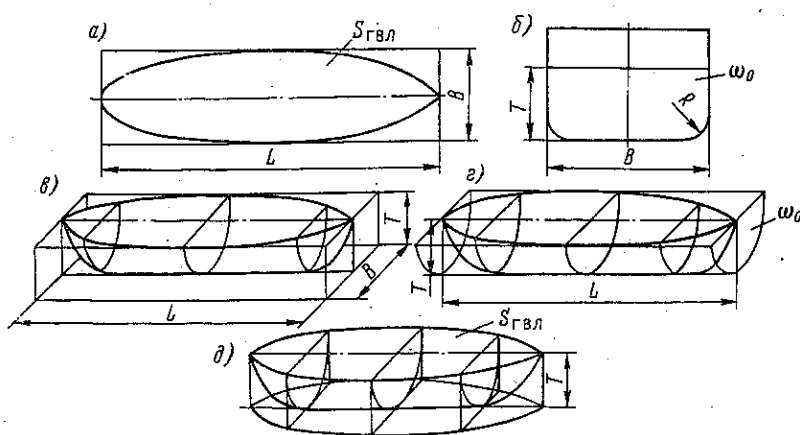


Рис. 12. К определению коэффициентов полноты судна

Эта величина влияет на остойчивость судна и кубатуру отсеков. При большой полноте грузовой ватерлинии шпангоуты в оконечностях получают V-образными, а при малой — U-образные.

Коэффициент полноты мидель-шпангоута (рис. 12, б)

$$\beta = \frac{\omega_0}{BT} \quad (II.2)$$

От величины этого коэффициента зависит форма мидель-шпангоута. Для судна с вертикальными бортами и плоским днищем значение  $\beta$  близко к единице и определяет радиус скулового закругления. Меньшие значения  $\beta$  у килевых судов, судов с наклонными бортами и ледальными формами мидель-шпангоутов.

Коэффициент полноты водоизмещения (рис. 12, в)

$$\delta = \frac{V}{LBT} \quad (II.3)$$

Эта величина влияет на грузоподъемность и грузовместимость, вес корпуса судна, его ходкость и управляемость.

Из выражения (II.3) следует

$$V = \delta LBT. \quad (\text{II.4})$$

Помимо названных трех основных коэффициентов теоретического чертежа, вводят дополнительные коэффициенты полноты, характеризующие распределение водоизмещения в продольном и вертикальном направлениях.

Коэффициент продольной полноты — отношение водоизмещения к объему продольного цилиндра с длиной, равной длине судна, и с площадью основания, равной погруженной площади мидель-шпангоута (рис. 12, з)

$$\varphi = \frac{V}{\omega_0 L} = \frac{\delta LBT}{\beta BTL} = \frac{\delta}{\beta}. \quad (\text{II.5})$$

Величина этого коэффициента влияет на сопротивление движению судна.

Коэффициент вертикальной полноты — отношение водоизмещения к объему вертикального цилиндра, имеющего в основании площадь грузовой ватерлинии, и высоту, равную осадке (рис. 12, а),

$$\chi = \frac{V}{TS_{\text{ГВЛ}}} = \frac{\delta}{\alpha}. \quad (\text{II.6})$$

**Соотношения главных размерений.** Характеристиками формы судна являются также соотношения главных размерений  $\frac{L}{B}$ ,  $\frac{B}{T}$ ,  $\frac{L}{H}$ . Отношение размеров судна в плане  $\frac{L}{B}$  влияет, в частности, на его ходкость. Чем больше скорость судна, тем больше должно быть это отношение. С отношением  $\frac{L}{B}$  связана относительная длина, или удлинение, судна

$$\bar{L} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}. \quad (\text{II.7})$$

Удлинение можно представить как длину судна, водоизмещение которого равно 1 м<sup>3</sup>. С повышением скорости удлинение должно увеличиваться.

Увеличение отношения  $\frac{B}{T}$  положительно сказывается на устойчивости судна при наклонениях его на малые углы в поперечной плоскости. Влияет это отношение и на сопротивление воды движению судна.

Характеристики формы судов внутреннего плавания

Тип судна	Коэффициенты полноты				Соотношения размерений		
	$\delta$	$\alpha$	$\beta$	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\frac{L}{H}$	
Баржи-секции	0,86—0,92	0,94—0,98	0,997—0,999	6,8—7,2	4,0—5,0	20—22	
Баржи							
нефтеналивные	0,85—0,90	0,92—0,99	0,997—0,999	5,0—7,0	5,5—7,0	30—40	
сухогрузные площадки	0,85—0,90	0,92—0,99	0,997—0,999	4,2—5,0	6,0—9,5	22—33	
» трюмные	0,80—0,85	0,90—0,95	0,997—0,999	5,5—6,0	4,5—6,0	18—22	
Сухогрузные суда и танкеры							
смешанного плавания	0,76—0,82	0,85—0,90	0,995—0,997	7,0—9,0	3,3—4,5	16—20	
класса «М»	0,80—0,82	0,88—0,90	0,995—0,997	6,5—8,5	3,8—5,9	16—20	
классов «О» и «Р»	0,80—0,85	0,88—0,92	0,995—0,997	5,5—8,2	4,4—7,4	19—28	
суда-площадки	0,80—0,87	0,88—0,96	0,995—0,997	4,6—6,0	6,5—10,0	30—40	
Грузовые катамаранные суда	0,52—0,63	0,70—0,74	0,85—0,95	12—15	2,0—3,0	20—25	
Паромы	0,60—0,87	0,76—0,90	0,90—0,99	3,5—7,0	4,0—8,0	10—22	
Буксиры							
винтовые	0,50—0,65	0,75—0,90	0,85—0,98	3,5—5,5	3,0—7,0	7,5—18,0	
буксиры-толкачи винтовые	0,55—0,65	0,78—0,90	0,90—0,99	3,5—4,5	4,0—7,0	12—16	
колесные	0,80—0,82	0,83—0,88	0,997—0,998	5,5—7,0	7,2—9,2	15—22	
Грузопассажирские и туристские винтовые суда	0,65—0,75	0,75—0,85	0,80—0,97	7,0—10,0	5,0—6,0	22—25	
Грузопассажирские и пассажирские колесные и водометные суда	0,75—0,82	0,80—0,85	0,97—0,99	6,0—8,5	6,5—9,5	18—25	
Пассажирские суда							
винтовые							
катамаранные (для одного корпуса)	0,45—0,55	0,75—0,80	0,80—0,87	6,0—7,5	4,0—6,0	17—22	
со сверхкритическими скоростями на мелководье	0,48—0,55	0,75—0,78	0,85—0,90	12—18	2,5—3,0	15—22	
скеговые на воздушной подушке	0,6—0,8	0,82—0,92	0,84—0,997	5,0—6,0	7,0—8,0	17—18	
на подводных крыльях (на плаву)	0,3—0,5	0,70—0,85	0,5—0,7	4,5—5,5	4,5—6,5	15—25	
				5,0—6,0	6,0—9,0	20—30	

Однако, рассматривая влияние геометрических характеристик на сопротивление воды, следует принимать во внимание не одну какую-либо характеристику, а их совокупность, например группу параметров  $\frac{L}{B}$ ,  $\frac{B}{T}$  и  $\delta$  или  $\bar{L}$ ,  $\frac{B}{T}$  и  $\varphi$ . Между соотношениями размерений имеется связь. Так, из выражений (II.4) и (II.7) получим

$$\bar{L}^3 = \frac{1}{\delta} \left( \frac{L}{B} \right)^2 \left( \frac{B}{T} \right).$$

Отношение  $\frac{L}{H}$  характеризует прочность судна. Увеличение высоты борта приводит к возрастанию момента сопротивления сечения кор-

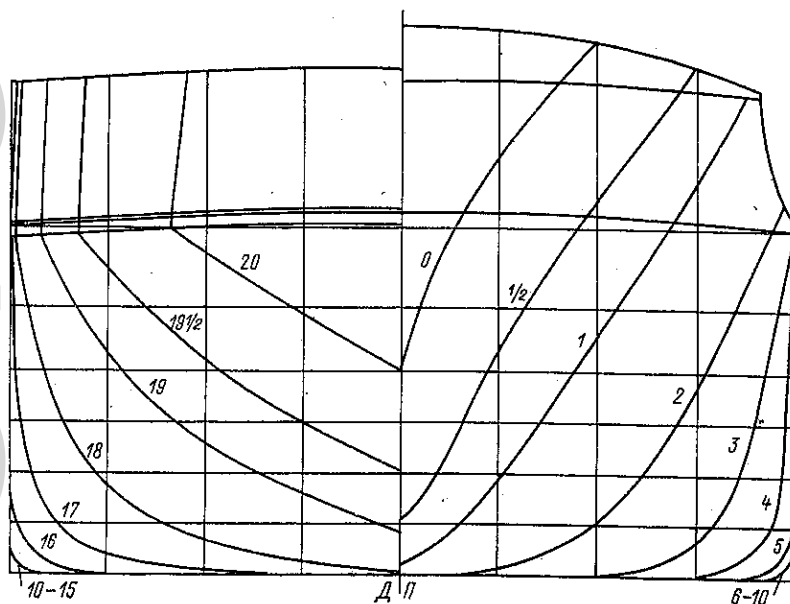


Рис. 13. «Корпус» теоретического чертежа грузового теплохода смешанного плавания

пуса, что позволяет снизить размеры набора и вес судна. Значения коэффициентов полноты и соотношений главных размерений приведены в табл. 1.

**Форма обводов корпуса судов различных типов.** Формы обводов корпуса различны и зависят от типа судна, его назначения. Наиболее полные обводы имеют самоходные баржи, нефтеналивные и сухогрузные. У них прямые борта, плоское днище, весьма малый радиус скулового закругления, большая цилиндрическая вставка (с одинаковой формой и размерами шпангоутов на протяжении средней части

судна). Форма оконечностей у барж, предназначенных для буксировки, ложкообразная, у барж, предназначенных для толкания, чаще всего санная, с транцами (вертикальными плоскостями) по концам.

Грузовые теплоходы и танкеры имеют вертикальные борта, плоское днище и цилиндрическую вставку. Для крупных судов смешанного плавания (рис. 13), а также классов «М» и «О» характерны U-образные шпангоуты носовой и кормовой оконечности с прямолинейными участками днищевой и бортовой ветвей и плавным их соединением. Кормовые шпангоуты имеют больший развал, чем носовые. Лишь в пределах одной-двух шпаций в носу шпангоуты переходят в прямолинейные и V-образные. У судов класса «Р» чаще всего тоннельная форма кормы, необходимая для размещения гребных винтов.

Катамаранные грузовые суда по геометрическим характеристикам формы обводов корпуса значительно отличаются от однокорпусных. Отношение  $\frac{L}{B}$  каждого корпуса для них в два-три раза больше, а

$\frac{B}{T}$  — во столько же раз меньше, чем у обычных грузовых. Коэффициенты полноты их также значительно ниже.

У буксиров и толкачей вертикальный борт и плоское или килевое днище. У буксиров носовая оконечность с V-образными или прямолинейными шпангоутами и наклонным форштевнем; у буксиров-ледоколов в подводной части форштевня имеется подрез для лучшей всхожести на лед. У толкачей палуба в носовой части почти прямоугольная, поэтому носовые шпангоуты имеют весьма большой развал; заканчивается носовая оконечность транцем. Корма винтовых буксиров и толкачей тоннельная (рис. 14), что позволяет размещать гребной винт необходимого диаметра и направляющую насадку.

На пассажирских судах обычно стремятся увеличить площадь палубы, поэтому у них чаще всего наклонные борта и значительный развал шпангоутов в оконечностях (рис. 15). Суда эти большей частью килевые, с наклонным форштевнем, с большим подрезом кормы или же с тоннельной кормой при малой осадке.

Пассажирские полуглиссирующие водометные суда с повышенной скоростью движения на мелководном фарватере имеют острые скулы, тоннельные шпангоуты в носовой части, в кормовой части шпангоуты имеют коробчатое сечение.

Суда на воздушной подушке (СВП) без отрыва от воды — скегового типа — имеют плоское прямоугольное днище, палубная линия также прямоугольная, с небольшим закруглением в носовой части. По бортам расположены скеги — водоизмещающие части, идущие вниз от днища, при этом внутренние их стенки вертикальные, а наружные в носовой части имеют плавные обводы. При движении в воде находятся лишь скеги, поэтому понятие о коэффициентах полноты не имеет смысла.

У судов на подводных крыльях (СПК) обводы корпуса, который при движении оказывается в воздухе, простые, шпангоуты часто прямолинейные, острые скулы. Надстройка обычно является продолжением корпуса. Имеются хвостовые стабилизаторы.

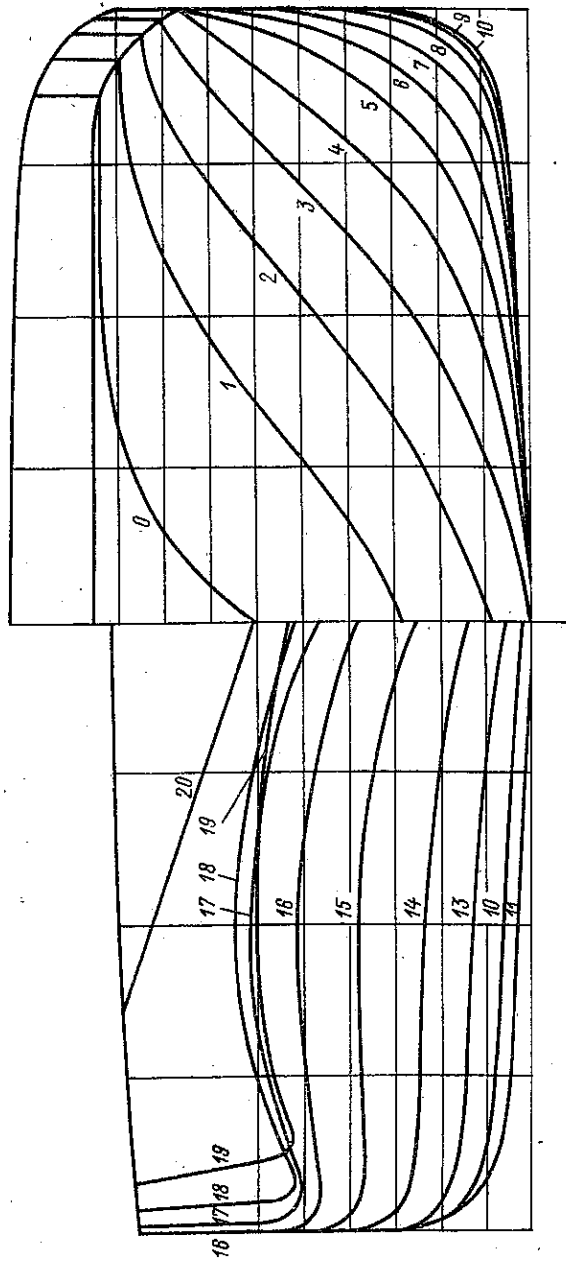


Рис. 14. «Корпус» теоретического чертежа буксира-толкача

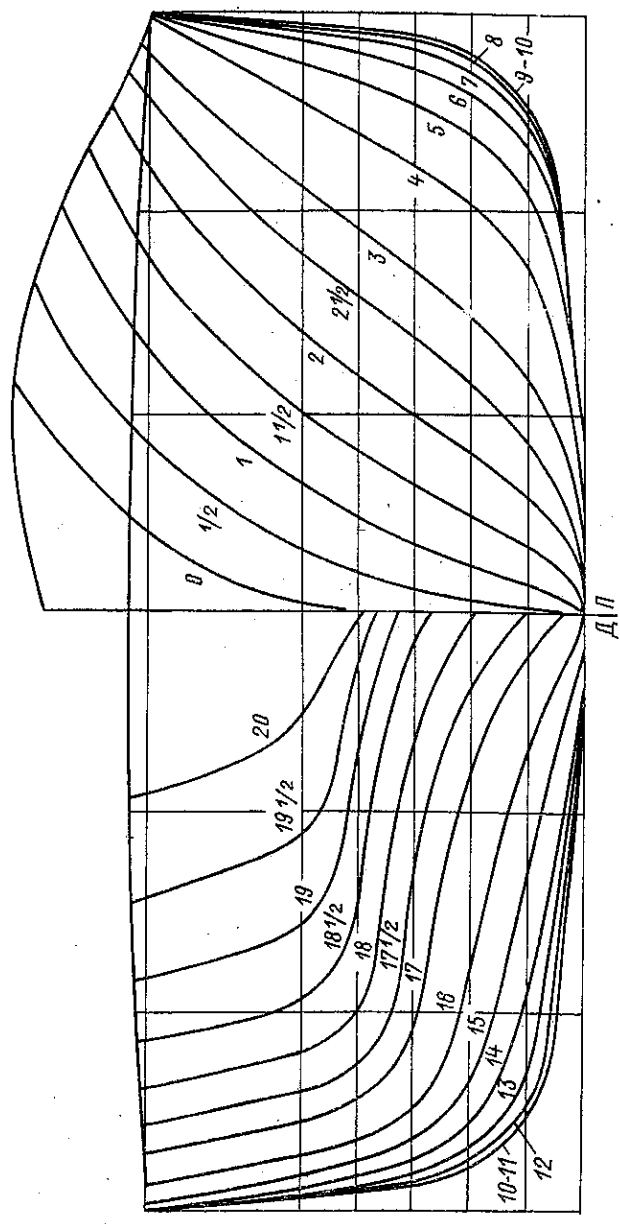


Рис. 15. «Корпус» теоретического чертежа пассажирского тепловоза



**§ 7. Использование теоретического чертежа для определения геометрических характеристик судна**

Элементы ватерлиний. Ватерлинии, как сечения, параллельные основной плоскости судна, можно представить в системе координат  $xOy$  (рис. 16, а). Рассматривая элементарную площадку  $2ydx$  в составе ватерлинии, нетрудно получить выражение для площади ватерлинии

$$S = 2 \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} y dx. \quad (II.8)$$

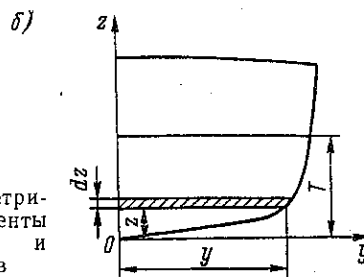
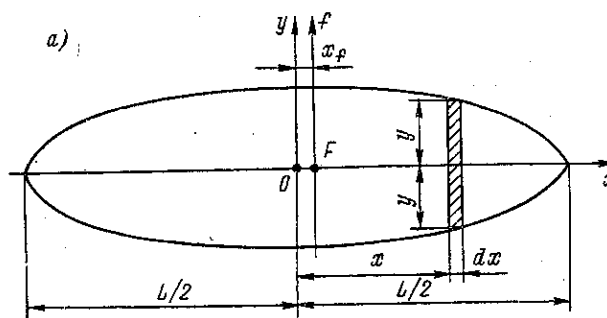


Рис. 16. Геометрические элементы ватерлиний и шпангоутов

Абсцисса  $x_f$  центра тяжести площади ватерлинии  $F$  определяется по статическому моменту ее  $M_{Oy}$  относительно оси  $Oy$

$$x_f = \frac{M_{Oy}}{S} = \frac{\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} xy dx}{\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} y dx}, \quad (II.9)$$

так как элементарный статический момент  $2y \left( x + \frac{dx}{2} \right) dx$ , а значением  $\frac{dx}{2}$  можно пренебречь.

Ордината центра тяжести площади ватерлинии при прямом положении судна  $y_f = 0$ , поэтому главными центральными осями инерции площади ватерлинии служат продольная ось симметрии  $Ox$  и поперечная ось, проходящая через центр тяжести  $F$  и параллельная оси  $Oy$ . Момент инерции площади ватерлинии относительно продольной оси

$$I_x = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \frac{(2y)^3}{12} dx = \frac{2}{3} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} y^3 dx. \quad (II.10)$$

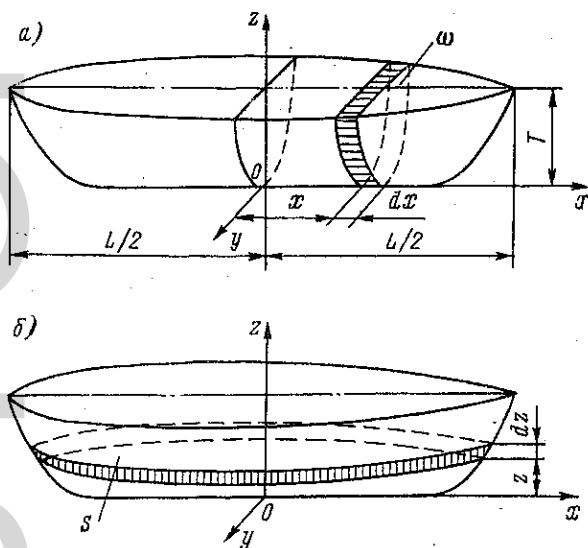


Рис. 17. К определению объемного водоизмещения и координат ЦВ

Центральный момент инерции относительно поперечной оси

$$I_f = I_y - (x_f)^2 S. \quad (II.11)$$

Входящий в выражение (II.11) момент инерции площади ватерлинии относительно оси  $Oy$

$$I_y = 2 \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} x^2 y dx.$$

Погруженную площадь шпангоута определяют по его обводу на «Корпусе» теоретического чертежа (рис. 16, б) интегрированием элементарных площадок  $ydz$  в пределах осадки судна

$$\omega = 2 \int_0^T y dz. \quad (II.12)$$

Другие элементы площади шпангоутов так же, как и геометрические характеристики батоксов, обычно не используют.

**Объемное водоизмещение и координаты центра величины.** Объемное водоизмещение судна  $V$  можно получить, разбивая подводный объем судна на элементарные объемы плоскостями шпангоутов или ватерлиний (рис. 17). Интегрируя по длине элементарные объемы  $\omega dx$  (рис. 17, а) между бесконечно близкими шпангоутами, будем иметь

$$V = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \omega dx. \quad (\text{II.13})$$

Используя выражение (II.12) для погруженной площади шпангоута, получим

$$V = 2 \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^T y dx dz. \quad (\text{II.14})$$

Если подводный объем судна разбить на горизонтальные слои (рис. 17, б), то, интегрируя по осадке элементарные объемы  $S dz$ , можно выразить объемное водоизмещение через площади ватерлиний

$$V = \int_0^T S dz. \quad (\text{II.15})$$

Заменяя площадь ватерлинии выражением (II.8), получим ту же формулу (II.14), но при другом порядке интегрирования.

Центр тяжести (ЦТ) подводного объема  $C (x_c, y_c, z_c)$  носит название центра величины (ЦВ). Для прямого положения судна вследствие его симметрии определяют лишь абсциссу и аппликату ЦВ. Их вычисляют как отношение продольного  $M_{yoz}$  и вертикального  $M_{xoy}$  статических моментов подводного объема к самому объему. Произведя те же действия, что и при определении положения ЦТ площади грузовой ватерлинии, для абсциссы и аппликаты ЦВ получим

$$x_c = \frac{M_{yoz}}{V} = \frac{1}{V} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \omega x dx; \quad (\text{II.16})$$

$$z_c = \frac{M_{xoy}}{V} = \frac{1}{V} \int_0^T S z dz. \quad (\text{II.17})$$

Для абсциссы ЦВ можно получить и другое выражение, если статический момент  $M_{xoy}$  представить как сумму статических моментов горизонтальных элементарных слоев, имеющих объем  $S dz$  и абсциссу ЦТ  $x_f$

$$x_c = \frac{1}{V} \int_0^T S x_f dz. \quad (\text{II.18})$$

Часто возникает необходимость получить зависимость геометрических характеристик от величины погружения судна. В этом случае

можно использовать полученные выше выражения, заменив осадку судна на переменную координату  $z$ , вследствие чего получим определенные интегралы с переменным верхним пределом.

**Применение правила трапеций для вычисления по теоретическому чертежу.** Из приведенных выше выражений видно, что вычислить геометрические характеристики корпуса судна можно лишь, зная аналитические зависимости  $y = f(x)$  и  $y = f(z)$  для обводов ватерлиний и шпангоутов. Однако очертания судовой поверхности, удовлетворяющей всем необходимым качествам, выразить в виде совокупности уравнений невозможно, поэтому их задают графически. В связи с этим рассчитывают определенные интегралы по правилам приближенного вычисления — по формулам квадратур. Наиболее удобным и распространенным для расчетов по теоретическому чертежу является правило трапеций. По этому правилу площадь, выражением которой является заданный определенный интеграл  $\int_a^b y dx$ , вычисляют как сумму площадей трапеций с одинаковой высотой  $\Delta l$ , основаниями же трапеций являются ординаты  $y_0, y_1, y_2, \dots, y_n$ :

$$\begin{aligned} \int_a^b y dx &\approx \Delta l \left[ \frac{y_0 + y_1}{2} + \frac{y_1 + y_2}{2} + \dots + \frac{y_{n-1} + y_n}{2} \right] \approx \\ &\approx \Delta l \left[ y_0 + y_1 + y_2 + \dots + y_n - \frac{(y_0 + y_n)}{2} \right] \approx \\ &\approx \Delta l \Sigma y, \end{aligned}$$

где  $y_0 + y_1 + y_2 + \dots + y_n = \Sigma' y$  — полная сумма ординат;  
 $\frac{y_0 + y_n}{2} = \Delta \Sigma y$  — поправка к сумме ординат, равная полусумме крайних ординат;  $\Sigma y = \Sigma' y - \Delta \Sigma y$  — исправленная сумма ординат.

Правило трапеций удобно применять для расчетов по теоретическому чертежу, так как его сетка представляет собой готовую разбивку на трапеции всех шпангоутов и ватерлиний, с которой легко снять их ординаты.

По правилу трапеции площадь ватерлинии из выражения (II.8)

$$S = 2\Delta L \Sigma y_i. \quad (\text{II.19})$$

Здесь  $\Sigma y_i$  — исправленная сумма ординат ватерлиний.

Абсцисса ЦТ площади ватерлинии по формуле (II.9)

$$x_f \approx \frac{\Sigma x_i y_i}{\Sigma y_i}.$$

Исправленную сумму произведений ординат точек пересечения ватерлиний со шпангоутами на их абсциссы  $\Sigma x_i y_i$  можно упростить, если мидель-шпангоуту присвоить нулевой номер, а носовые и кормовые шпангоуты пронумеровать по направлению к носу (1, 2, 3...) и к корме (1', 2', 3'...). Тогда  $x_0 = 0$ ,  $x_1 = \Delta L = -x'_1$ ,

$x_2 = 2\Delta L = -x'_2$  и т. д. Группируя члены для равноотстоящих от плоскости  $yOz$  в нос и корму шпангоутов, получим

$$\sum x_i y_i = \Delta L [(y_1 - y'_1) + 2(y_2 - y'_2) + \dots + n(y_n - y'_n) - \frac{n}{2}(y_n - y'_n)] = \Delta L \sum i y_i,$$

где  $\sum i y_i$  — исправленная сумма произведений ординат ватерлинии в точках пересечения со шпангоутами на порядковый номер шпангоута с учетом его расположения в носовой или кормовой части судна. Абсцисса ЦТ площади ватерлинии

$$x_f \approx \Delta L \frac{\sum i y_i}{\sum y_i}. \quad (\text{II.20})$$

Моменты инерции площади ватерлинии

$$I_x \approx \frac{2}{3} \Delta L \sum y_i^3; \quad (\text{II.21})$$

$$I_y \approx 2(\Delta L)^3 \sum i^2 y_i, \quad (\text{II.22})$$

где  $\sum y_i^3$  — исправленная сумма кубов ординат ватерлинии;  $\sum i^2 y_i$  — исправленная сумма произведений сложенных между собой ординат ватерлинии, расположенных на равноотстоящих от оси  $Oy$  шпангоутов, на квадрат порядкового номера этих шпангоутов.

Площадь погруженной части шпангоута на основании (II.12)

$$\omega_0 \approx 2\Delta L \sum y_i. \quad (\text{II.23})$$

Для объемного водоизмещения получим следующие выражения

$$V \approx \Delta L \sum \omega_i; \quad (\text{II.24})$$

$$V \approx \Delta T \sum S_i; \quad (\text{II.25})$$

$$V \approx 2\Delta L \Delta T \sum \sum y, \quad (\text{II.26})$$

где  $\sum \sum y$  — двойная исправленная сумма ординат точек пересечения всех шпангоутов со всеми ватерлиниями.

Для вычисления водоизмещения на теоретическом чертеже измеряют ординаты точки пересечения каждого шпангоута со всеми ватерлиниями. Суммируя ординаты для каждого шпангоута, получают полную сумму, поправку и исправленную сумму ординат, по которой находят площади погруженной части шпангоутов; суммируя ординаты ватерлиний, вычисляют исправленную сумму ординат для определения площадей ватерлиний.

Далее складывают исправленные суммы ординат шпангоутов, исправляют на величину полусуммы крайних членов и находят значения  $\sum \sum y$ . Эту же сумму можно рассчитать по исправленным суммам ординат ватерлиний.

Абсцисса и аппликата ЦВ (по аналогии с II.20) будут

$$x_c \approx \Delta L \frac{\sum i \omega_i}{\sum \omega_i}; \quad (II.27)$$

$$z_c \approx \Delta T \frac{\sum i S_i}{\sum S_i}; \quad (II.28)$$

Обе последние формулы получены с помощью выражений (II.24) и (II.25) для расчета водоизмещения.

По теоретическому чертежу определяют и смоченную поверхность судна

$$\Omega = 2 \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} u dx \approx 2\Delta L \sum u, \quad (II.29)$$

где  $u$  — полупериметры шпангоутов, измеряемые от диаметральной плоскости до грузовой ватерлинии.

## Раздел второй

### ГИДРОМЕХАНИКА СУДНА

#### А. ПЛАВУЧЕСТЬ И ОСТОЙЧИВОСТЬ

---

#### Глава III

#### ПЛАВУЧЕСТЬ И НАЧАЛЬНАЯ ОСТОЙЧИВОСТЬ СУДНА

##### § 8. Равновесие плавающего судна

Определить положение равновесия судна относительно воды при отсутствии хода можно, изучив два его основных качества — плавучесть и остойчивость. Плавучестью называется способность судна с полной нагрузкой находиться в положении равновесия на поверхности воды. Остойчивостью называется способность судна, выведенного из положения равновесия, возвращаться в это положение после устранения причин, вызвавших наклонение. Таким образом, остойчивость является характеристикой положения равновесия. По существу, плавучесть и остойчивость характеризуют способность судна сохранять устойчивое положение равновесия при вертикальных и угловых перемещениях.

В зависимости от величины угла наклона судна различают начальную остойчивость и остойчивость при больших углах наклона. В основе теории начальной остойчивости, отвечающей бесконечно малым углам наклона от положения равновесия, лежит допущение о линейной зависимости восстанавливающего момента от угла наклона. В более общей и строгой теории остойчивости при больших наклонах учитывается нелинейность восстанавливающего момента по углам крена.

Наклонение судна в поперечной плоскости относительно продольной оси называется креном, а остойчивость при этом называется поперечной. При наклонах судна относительно поперечной оси (при дифференте) рассматривают продольную остойчивость. В зависимости от характера приложения внешних моментов, наклоняющих судно, различают статическую и динамическую остойчивость.

Положение судна относительно поверхности спокойной воды называется осадкой судна. При произвольном положении судна относительно воды осадка характеризуется тремя параметрами: средней осадкой судна, углом крена и углом дифферента.

**Условия равновесия судна.** На плавающее судно действуют две категории сил: вес судна и давление воды. Результирующая сил веса судна  $P_c$  действует вертикально вниз и приложена в центре тяжести

судна (точка  $G$  с координатами  $x_g, y_g, z_g$ ). Гидростатические силы давления воды на смоченную поверхность судна сводятся к одной силе, действующей вертикально вверх. Эта сила называется силой плавучести, или силой поддержания. Как известно из закона Архимеда, сила поддержания равна весу воды в объеме погруженной части судна  $\gamma V$  ( $\gamma$  — объемный вес воды) и приложена в центре тяжести этого объема (центр величины  $C$ ).

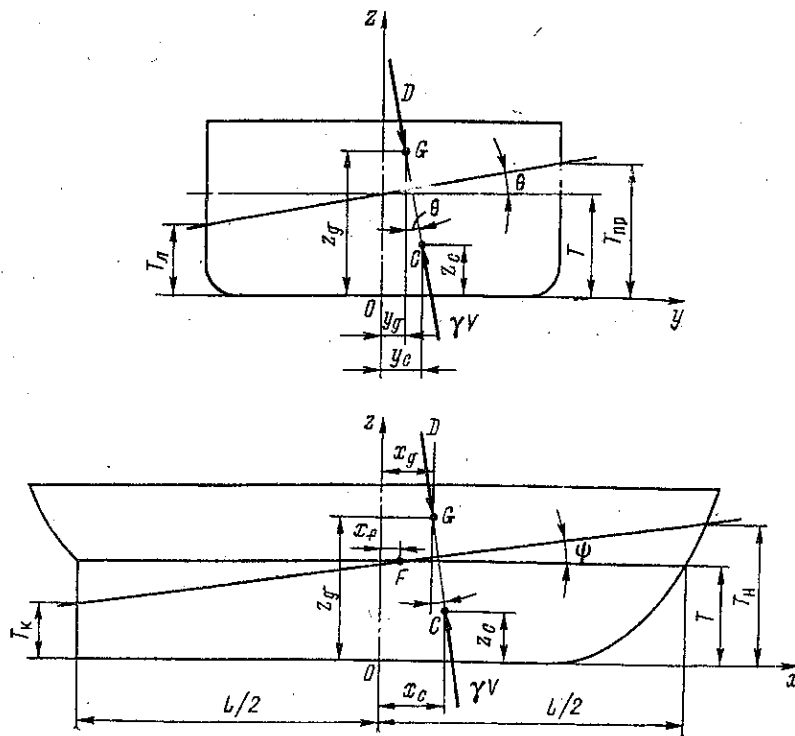


Рис. 18. Равновесие судна

Первым условием равновесия плавающего судна является равенство силы веса и силы поддержания а именно:

$$P_c = \gamma V = \bar{D}. \quad (III.1)$$

Это уравнение называется основным уравнением плавучести. Оно устанавливает связь между весом судна и его объемным водоизмещением. Вес вытесненной судном воды  $\bar{D} = \gamma V$  называется **в е с о в ы м в о д о и з м е щ е н и е м**.

В соответствии со вторым условием равновесия центр тяжести судна  $G$  и центр величины  $C$  должны располагаться на одной вертикали. Для получения математического выражения этого условия рас-



смотрим общий случай посадки судна, имеющего крен и дифферент (рис. 18), при этом будем на чертеж судна в прямом положении наносить следы ватерлиний, соответствующих наклонению. Как видно из рис. 18, второе условие равновесия судна может быть выражено следующими уравнениями:

$$(x_c - x_g) = (z_g - z_c) \operatorname{tg} \psi; \quad (\text{III.2})$$

$$(y_c - y_g) = (z_g - z_c) \operatorname{tg} \theta, \quad (\text{III.3})$$

где  $\theta$  и  $\psi$  — углы крена и дифферента.

Для положения судна прямо и на ровный киль (без крена и дифферента) получим следующие условия равновесия:

$$\left. \begin{aligned} P_c &= D = \gamma V; \\ x_c &= x_g; \\ y_c &= y_g = 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.4})$$

**Определение веса и координат центра тяжести судна.** Входящие в уравнения равновесия объемное водоизмещение и координаты ЦВ вычисляют по теоретическому чертежу. Для определения же веса судна и координат его ЦТ составляют таблицу весовой нагрузки судна. В нее вписывают отдельные статьи нагрузки, и для каждой из них определяют вес  $P_{g_i}$  и координаты ЦТ по длине, ширине и высоте судна  $x_{g_i}$ ,  $y_{g_i}$ ,  $z_{g_i}$ , для чего используют справочные данные и чертежи общего расположения судна.

Для всех статей в таблице нагрузки определяют моменты сил веса относительно координатных плоскостей, после суммирования которых вес судна и координаты ЦТ вычисляют по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_c &= \sum P_{g_i}; \\ x_g &= \frac{\sum P_{g_i} x_{g_i}}{\sum P_{g_i}}; \\ y_g &= \frac{\sum P_{g_i} y_{g_i}}{\sum P_{g_i}}; \\ z_g &= \frac{\sum P_{g_i} z_{g_i}}{\sum P_{g_i}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.5})$$

Подробность разбивки статей нагрузки зависит от цели расчета. Если в предэскизном и эскизном проектах составляют таблицу весовой нагрузки по укрупненным статьям, то в техническом проекте производят детальный расчет веса и координат ЦТ. В стандартной таблице весовой нагрузки вес судна делят на десять разделов: а) корпус; б) механизмы; в) системы; г) электрооборудование, связь и управление; д) жидкие грузы в корпусе и механизмах; е) снабжение, провизия и

экипаж; ж) запас водоизмещения; з) перевозимый груз; и) топливо, вода, масло; к) балласт. В свою очередь каждый раздел подразделяют на группы, группы — на подгруппы, а подгруппы — на детальные статьи.

Весовое водоизмещение и координаты ЦТ подсчитывают для различных случаев плавания судна: порожнем, в полном грузу, при частичных загрузках (например, при отсутствии груза, но с экипажем; с полными или частичными запасами; с балластом). Это дает возможность использовать таблицу нагрузок при различных состояниях судна при эксплуатации и ремонте. Разница между весовым водоизмещением в грузу и порожнем составляет дедвейт судна. Таким образом, дедвейт составляют переменные грузы: перевозимый груз, пассажиры с багажом, экипаж, провизия и снабжение, топливо, вода, смазка, питьевая, мытьевая и сточные воды.

Положение абсциссы ЦТ судна по длине обычно не выходит за пределы  $x_g = \pm 0,02 L$ . Ордината ЦТ для прямого положения судна должна быть равна нулю, а аппликата ЦТ в зависимости от типа и назначения судна может быть приближенно оценена в долях от высоты борта  $z_g = aH$ . Ориентировочные значения коэффициента  $a$  приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициента  $a = \frac{z_g}{H}$

Тип судна	$a$	Тип судна	$a$
Грузопассажирские с двух- и трехъярусной надстройкой	0,9—1,1	Буксиры-толкачи класса «Р»	1,0—1,1
Пассажирские классов «Р», «О», и «М» с одноярусной надстройкой	0,85—1,05	Буксиры, буксиры-ледоколы	0,75—0,85
класса «Л» с одноярусной надстройкой	1,0—1,15	Сухогрузные суда классов «Р» и «Л»	0,65—0,75
Буксиры-толкачи, толкачи классов «О», «М»	0,80—0,94	классов «О», «М» и смешанного плавания	0,55—0,65
		Сухогрузные теплоходы-площадки (включая катамаранные)	1,20—1,40
		Танкеры	0,55—0,60

### § 9. Характеристики плавучести

Строевые по шпангоутам и ватерлиниям. Величины  $V$ ,  $x_c$ ,  $z_c$ , входящие в уравнения равновесия судна и зависящие от его формы и размеров, называют элементами плавучести. Чтобы можно было судить о качествах судна в различных условиях эксплуатации, необходимо построить кривые элементов плавучести — графически изобразить зависимости их величин от углубления судна  $z$ . Углубление полностью

определяет посадку судна прямо и на ровный киль и является основной характеристикой посадки в общем случае. Для шпангоутов и ватерлиний используют кривые, ординатами которых являются площади. Такие кривые называют строевыми.

Строевая по шпангоутам показывает изменение погруженной площади шпангоутов по длине судна при фиксированной осадке и обладает следующими основными свойствами:

1) Площадь, ограниченная строевой и осью абсцисс, равна объемному водоизмещению. Действительно, выражение для площади строевой (рис. 19, а) совпадает с формулой (II.13) для объемного водоизмещения судна

$$Q_{\omega} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \omega dx = V. \quad (III.6)$$

2) Абсцисса ЦТ строевой по шпангоутам равна абсциссе ЦВ (см. формулу II.16)

$$x_{\omega} = \frac{1}{Q_{\omega}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \omega x dx = \frac{M_{yoz}}{V} = x_c. \quad (III.7)$$

3) Коэффициент полноты площади строевой по шпангоутам является коэффициентом продольной полноты судна

$$\Phi_{\omega} = \frac{Q_{\omega}}{\omega_0 L} = \frac{V}{\omega_0 L} = \Phi. \quad (III.8)$$

Рассматривая свойства строевой по шпангоутам в совокупности, можно видеть, что она характеризует распределение водоизмещения по длине судна. В связи с этим строевая по шпангоутам определяет эпору сил давления воды на судно при расчете прочности. Ее используют также при проектировании теоретического чертежа, так как она является промежуточным звеном между заданными элементами плавучести и кривыми теоретического чертежа. По заданному водоизмещению, абсциссе ЦВ и коэффициенту продольной полноты можно получить строевую по шпангоутам. Площади шпангоутов, снятые по строевой, позволяют перейти к разработке шпангоутов на «Корпусе» теоретического чертежа.

Строевая по ватерлиниям показывает изменение площади ватерлиний в зависимости от осадки. Так как осадку откла-

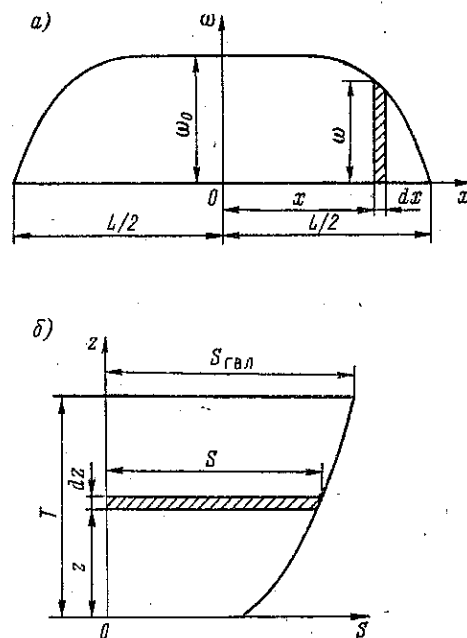


Рис. 19. Строевые по шпангоутам и ватерлиниям

дывают по вертикальной оси, то площади ватерлиний откладывают по оси абсцисс (рис. 19, б). Строевая по ватерлиниям имеет следующие свойства:

1) Площадь строевой по любую ватерлинию равна объемному водоизмещению по эту же ватерлинию (см. формулу II.15)

$$Q_S = \int_0^T Sdz = V. \quad (III.9)$$

2) Ордината ЦТ площади строевой по ватерлиниям выражает аппликату ЦВ судна

$$z_S = \frac{1}{Q_S} \int_0^T S z dz = \frac{M_{xoy}}{V} = z_c. \quad (III.10)$$

3) Коэффициент полноты площади строевой по ватерлиниям представляет собой коэффициент вертикальной полноты судна

$$\chi = \frac{Q_S}{TS_{ГВЛ}} = \frac{V}{TS_{ГВЛ}} = \chi. \quad (III.11)$$

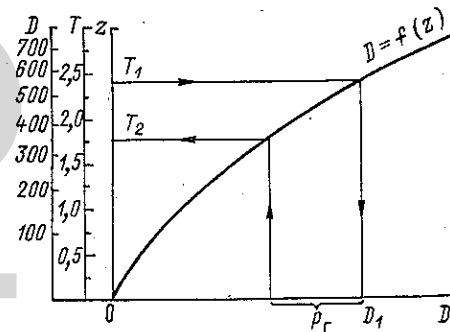


Рис. 20. Использование грузового размера

свойство строевой по ватерлиниям, водоизмещения следующую зависимость:

$$V = \int_0^z S dz.$$

Кривая водоизмещения представляет собой интегральную кривую от строевой по ватерлиниям, так как ее ординатами являются площади строевой. Расчет грузового размера сводится к вычислению интеграла с переменным верхним пределом. Используя правило трапеций, водоизмещение судна по  $m$ -ю ватерлинию можно записать в виде

$$V_m \approx \frac{\Delta T}{2} [S_0 + 2S_1 + \dots + 2S_{m-1} + S_m] \approx \frac{\Delta T}{2} \Sigma_{\text{инт}} S.$$

Сумма членов, у которых крайние имеют коэффициент 1, а средние удваиваются, называется интегральной суммой  $\Sigma_{\text{инт}}$ .

Грузовой размер (рис. 20) позволяет при заданном водоизмещении определить осадку судна, и наоборот. Помимо этого, с помощью грузового размера можно заранее найти изменение осадки судна при приеме или снятии груза любой величины. При плавании судна в мор-

ской воде кривая  $D = f(z)$  располагается ниже кривой  $V = f(z)$ , так как  $\gamma > 1$ .

Для удобства использования кривую грузового размера представляют в виде грузовой шкалы. На ней отложены равномерная шкала осадок и неравномерная шкала весового водоизмещения, целые значения которого отмечают у соответствующей осадки, полученной с кривой грузового размера. Это позволяет без дополнительных построений по осадке судна сразу же определить его весовое водоизмещение. Грузовую шкалу необходимо иметь в числе судовых документов.

На основе выражений (II.18), (II.28) получим уравнения кривых координат ЦВ:

$$x_c = \frac{\sum_{\text{инт}} x_i S_i}{\sum_{\text{инт}} S_i} \quad \text{и} \quad z_c = \frac{\sum_{\text{инт}} z_i S_i}{\sum_{\text{инт}} S_i}.$$

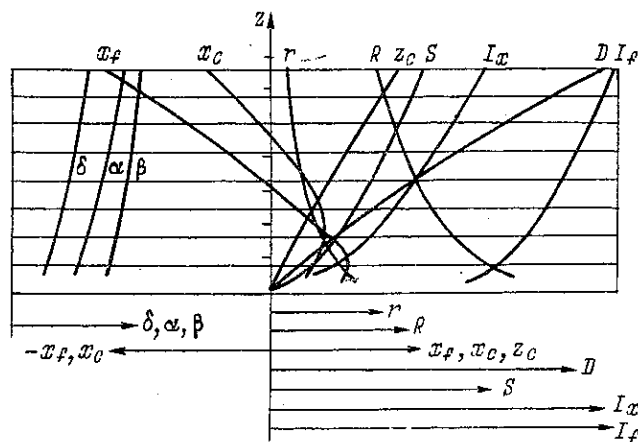


Рис. 21. Кривые элементов плавучести и начальной остойчивости

Зависимость элементов плавучести и начальной остойчивости от погружения судна представлена на рис. 21. На нем построены кривая грузового размера, строевая по ватерлиниям, нанесены координаты ЦВ, абсцисса ЦТ площади ватерлиний, коэффициенты полноты  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ .

Все кривые строят на одном графике: по оси ординат наносят шкалу осадок и отмечают положение теоретических ватерлиний, на горизонтальной оси для элементов плавучести и начальной остойчивости выбирают масштабы. В условиях эксплуатации, ремонта или модернизации, когда осадка меняется, пользуясь этим графиком, находят элементы судна для заданной осадки. При посадке судна на ровный киль с помощью этого графика можно получить точные результаты, при средней осадке судна, имеющего дифферент, — приближенные.

Если необходимо точно определить водоизмещение при дифференте судна, то строят специальный график, называемый м а с ш т а -

бом Бонжана (рис. 22). На нем изображена совокупность кривых, выражающих зависимости площади шпангоута от осадки. Ее вычисляют как

$$\omega \approx 2\Delta T \Sigma_{\text{инт}} y.$$

На горизонтальной оси выбирают отрезок и на нем отмечают равноотстоящие шпангоуты. На них либо наносят шкалу площадей шпангоутов (подобно грузовой шкале), либо строят кривые зависимости площади шпангоута от осадки. Отмечая на крайних шпангоутах ве-

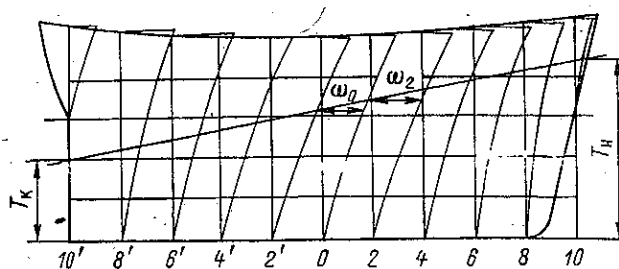


Рис. 22. Масштаб Бонжана

личины осадки носом и кормой, проводят наклонную ватерлинию и снимают для каждого шпангоута значение его погруженной площади  $\omega_i$ . Их значения и используют для расчета водоизмещения и абсциссы ЦВ.

#### § 10. Изменение средней осадки судна

**Прием или снятие груза.** При эксплуатации судна часто изменяется осадка, так как меняется его нагрузка. Наиболее значительно меняется осадка у грузовых и пассажирских судов, у других судов изменение осадки может быть связано с приемом или расходом топлива, смазки, запасов воды и т. п. Осадка также меняется при изменении объемного веса воды, например при переходе судов смешанного плавания из реки в море и обратно.

При приеме или снятии грузов вследствие нарушения условий равновесия судно изменяет свою посадку. Пусть до приема груза судно не имело крена и дифферента, т. е. было справедливо уравнение равновесия  $D = \gamma V$ . После приема груза  $P_r$  в воду войдет добавочный объем  $\delta V$  (рис. 23) и уравнение равновесия примет вид  $D + P_r = \gamma(V + \delta V)$ . В соответствии с этим

$$P_r = \gamma \delta V. \quad (\text{III.12})$$

В общем случае при приеме или снятии груза сила веса  $P_r$  и добавочная сила поддержания  $\gamma \delta V$  создают момент и судно получает наклонение. Однако процесс приема груза всегда можно разделить на две операции: первая будет связана с приемом груза в точку, определяемую из условия отсутствия наклонения, а вторая — с перемещением груза в требуемое положение. При этом сперва будет происходить

изменение погружения судна без наклона, когда новая ватерлиния параллельна начальной, затем — равнообъемное наклонение судна без изменения водоизмещения, при котором объем, вошедший в воду, и объем, вышедший из воды, равны.

Отсутствие наклона судна при приеме груза будет соответствовать отсутствию момента от добавочной пары сил  $P_r$  и  $\delta V$ . Следовательно, условие приема или расходования груза без крена и дифферента сводится к расположению на одной вертикали ЦТ груза и ЦТ дополнительного вошедшего в воду слоя, в котором приложена добавочная сила поддержания. Приближенно можно считать, что при приеме или снятии малых грузов, т. е. при малом изменении погружения, судно остается прямостенным. Таким образом, изменением площади ватерлинии в пределах объема  $\delta V$  можно пренебречь, что на

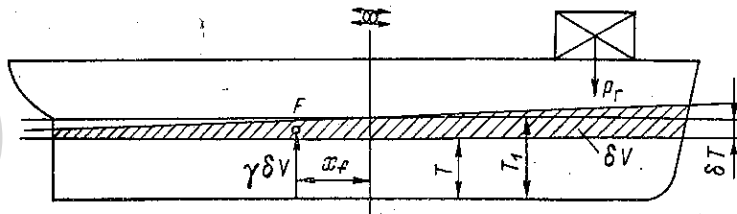


Рис. 23. Изменение осадки при приеме груза

практике соответствует достаточно большому числу случаев, особенно для судов с большой цилиндрической вставкой. Тогда добавочный объем можно считать цилиндрическим  $\delta V = S_{\text{ГВЛ}} \delta T$ , а его ЦТ — находящимся на одной вертикали с ЦТ площади грузовой ватерлинии. Отсюда следует, что прием или снятие малого груза, ЦТ которого лежит на одной вертикали с ЦТ площади грузовой ватерлинии, не вызывает наклона судна. Происходит лишь изменение осадки судна

$$\delta T = \frac{P_r}{\gamma S_{\text{ГВЛ}}} \quad (\text{III.13})$$

Если судно получает наклонение, то по формуле (III.13) можно вычислить среднюю осадку.

При переходе судна из реки в море, где объемный вес воды  $\gamma_1$ , на основе уравнения равновесия судна получим

$$D = \gamma V = \gamma_1 V_1 = \gamma_1 (V + \delta V).$$

Отсюда

$$\delta T = \frac{V}{S_{\text{ГВЛ}}} \cdot \frac{(\gamma - \gamma_1)}{\gamma_1} = \frac{\delta}{\alpha} T \frac{(\gamma - \gamma_1)}{\gamma_1} \quad (\text{III.14})$$

**Запас плавучести.** Предельное изменение осадки судна зависит от его запаса плавучести, под которым понимают весь водонепроницаемый объем корпуса, расположенный выше грузовой ватерлинии.

Запас плавучести различных типов судов изменяется в широких пределах. Он зависит от высоты водонепроницаемого надводного борта, которая регламентируется Правилами Речного Регистра РСФСР. Наименьшую высоту надводного борта обозначают на бортах судна особыми знаками — грузовыми марками, которые наносят посередине длины судна, а на судах длиной более 80 м — и в оконечностях. Грузовая марка состоит из круга, пересеченного горизонтальной линией, палубной линией и линий предельных осадок (рис. 24, а). Верхняя кромка горизонтальной линии проходит через центр круга и соответствует осадке судна для данного района плавания. Верхняя кромка палубной линии совпадает с линией пересечения верхней поверхности палубы с наружной поверхностью бортовой обшивки, а

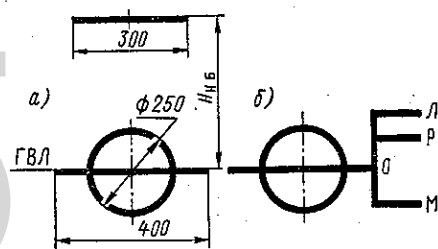


Рис. 24. Грузовые марки

и меньшей — в бассейнах разряда «М». Надводный борт во всех случаях измеряют между верхними кромками палубной и горизонтальных линий.

## § 11. Начальная остойчивость

**Малые равнообъемные наклоны судна.** Изучение начальной остойчивости при бесконечно малых отклонениях судна имеет большое практическое значение, так как позволяет использовать полученные выводы при оценке поведения судна при малых конечных углах наклона.

При любом наклоне судна, связанном с изменением формы погруженного объема, можно выделить равнообъемное наклонение. В связи с этим наиболее важно определить положение равнообъемной ватерлинии, соответствующей постоянному объемному водоизмещению, после наклона.

Рассмотрим линию пересечения двух равнообъемных ватерлиний для частного случая наклона судна в поперечной плоскости на бесконечно малый угол  $\delta\theta$  (рис. 25). Обозначим через  $\delta V_1$  вошедший в воду клиновидный объем между ватерлиниями 1—1 и 2—2, а через  $\delta V_2$  — объем, вышедший из воды. Из условия равновесия при равнообъемном наклонении следует, что  $\delta V_1 = \delta V_2$ . Для определения этих объемов выделим в их составе элементарные призмы с основанием  $dS$  и высотами  $y_1\delta\theta$  и  $y_2\delta\theta$ , что будет справедливо при бесконечно малом угле крена.



Величины указанных клиновых объемов будут

$$\delta V_1 = \int_{S_1} y_1 \delta \theta dS_1 = \delta \theta \int_{S_1} y_1 dS_1;$$

$$\delta V_2 = \int_{S_2} y_2 \delta \theta dS_2 = \delta \theta \int_{S_2} y_2 dS_2.$$

Так как эти объемы равны, то

$$\int_{S_1} y_1 dS_1 = \int_{S_2} y_2 dS_2. \quad (\text{III.15})$$

Каждый из интегралов выражения (III.15) представляет собой статический момент вошедшей в воду или вышедшей из воды части площади начальной ватерлинии ( $S_1$  или  $S_2$ ) относительно линии пересечения ватерлиний. Но статические моменты двух частей площади любой фигуры равны лишь в том случае, если ось, разделяющая эту площадь на части, проходит через ее центр тяжести (ЦТ). Следовательно, линия пересечения равнообъемных ватерлиний в рассмотренном случае проходит через ЦТ начальной ватерлинии.

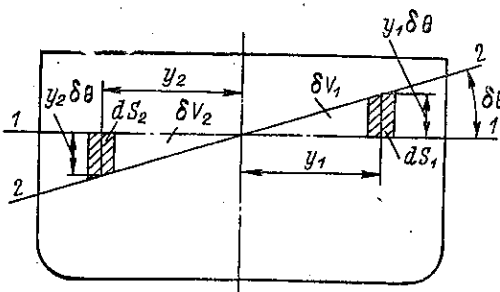


Рис. 25. Равнообъемные наклонения судна

Этот вывод представляет собой теорему Эйлера: «Линия пересечения равнообъемных ватерлиний при бесконечно малом угле наклона проходит через их центры тяжести».

Распространение этого положения на малые конечные углы является допущением (первым приближенным положением), которое используют в теории начальной остойчивости. Принимая это допущение и зная углы крена или дифферента, можно заранее получить положение конечной ватерлинии после наклона.

При наклонении судна ЦВ, являющийся ЦТ погруженного объема, перемещается в сторону наклона, так как подводный объем изменяет свою форму. Пространственную кривую, которую описывает ЦВ  $S$  при наклонении на разные углы, называют его траекторией, а ее проекцию на плоскость, перпендикулярную оси вращения, кривой  $S$ . Радиус кривизны кривой ЦВ называется метацентрическим радиусом, а центр ее кривизны — метацентром. При наклонении судна в поперечной плоскости различают поперечный метацентр и поперечный метацентрический радиус, при наклонении в продольной плоскости — продольные метацентр и метацентрический радиус. Поскольку сила поддержания при наклонении всегда перпендикулярна новому положению ватерлинии, то ее линия действия будет внешней нормалью к траектории ЦВ. Отсюда метацентр можно определить как точку пересечения линий действия силы поддержания до и после наклона на бесконечно малый угол.

При различных конечных углах наклона будет меняться положение метacentра, а кривая  $C$  будет отличаться от дуги окружности. Однако при рассмотрении начальной остойчивости приближенно принимают кривую  $C$  за окружность, а ее центр кривизны — за метacentр. Эти приближенные положения, упрощающие решение задач о посадке и остойчивости судна при наклонах, будут тем точнее, чем меньше углы отклонения судна от начального прямого положения.

**Элементы начальной остойчивости.** Наиболее важными характеристиками при наклонении являются координаты ЦВ, которыми для заданного угла определяется линия действия силы поддержания. Однако в пределах применения метода начальной остойчивости координаты ЦВ вполне можно заменить начальным положением метacentра.

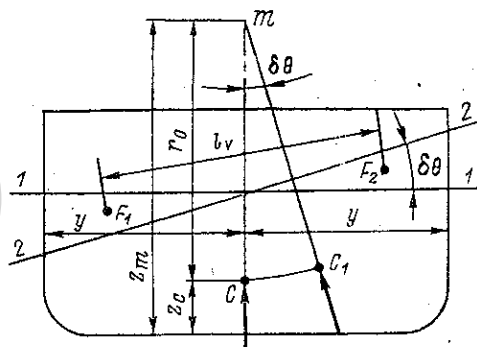


Рис. 26. К определению начального метacentрического радиуса

Стоит лишь из метacentра опустить перпендикуляр на конечную ватерлинию после наклона, как получится линия действия силы поддержания, а дуга, проведенная из метacentра метacentрическим радиусом  $mC = mC_1$ , даст новое положение ЦВ (рис. 26).

Следовательно, задача нахождения характеристик начальной остойчивости сводится к определению положения начального метacentра и величины метacentрического радиуса.

Определим начальный метacentрический радиус для поперечного наклона судна. Для бесконечно малого угла крена  $\delta\theta$  получим

$$r_0 = \frac{CC_1}{\delta\theta}.$$

Перемещение  $CC_1$  центра величины  $C$  при равнообъемном наклонении судна можно рассматривать как результат изменения формы погруженного объема  $V$  за счет перемещения объема  $\delta V$  из одного положения в другое на расстояние  $l_V$ . Из теоретической механики известно, что перемещение ЦТ тела и системы обратно пропорционально величине их объемов. Таким образом, можно написать

$$\frac{CC_1}{l_V} = \frac{\delta V}{V},$$

откуда

$$CC_1 = \frac{l_V \delta V}{V}.$$

Величина клинового объема длиной  $dx$  будет равна  $\frac{1}{2} y^2 \delta\theta dx$ , а расстояние от вершины клина до его ЦТ составит  $\frac{2}{3} y$ . Проинтегри-

ровав по всей длине судна, получим

$$I_V \delta V = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} 2 \cdot \frac{2}{3} y \frac{1}{2} y^2 \delta \theta dx = \delta \theta \frac{2}{3} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} y^3 dx.$$

Выражение  $\frac{2}{3} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} y^3 dx$  представляет собой центральный момент

инерции площади ватерлинии  $I_x$  относительно продольной оси [см. рис. 16 и формулу (II.10)]. Следовательно,

$$r_0 = \frac{CC_1}{\delta \theta} = \frac{I_V \delta V}{\delta \theta V} = \frac{I_x}{V}. \quad (\text{III.16})$$

При дифференте происходит наклонение вокруг поперечной оси, проходящей через ЦТ площади грузовой ватерлинии. Путем аналогичных выкладок для начального продольного метацентрического радиуса получим формулу

$$R_0 = \frac{I_f}{V}. \quad (\text{III.17})$$

Метацентрические радиусы и центральные моменты инерции площадей ватерлиний представляют собой элементы начальной остойчивости. Их величины рассчитывают по формулам (III.16), (III.17), а также по формулам (II.10) и (II.11) для ряда принятых на теоретическом чертеже ватерлиний.

Полученные зависимости  $R_0(z)$ ,  $r_0(z)$ ,  $I_f(z)$  и  $I_x(z)$  представляют собой кривые элементов начальной остойчивости. Их наносят на график (см. рис. 21), с помощью которого можно для любого погружения найти элементы начальной остойчивости судна. Метацентрические радиусы можно определить по приближенным формулам, например по формулам Фан-дер-Флита

$$r_0 = \frac{B^2}{11,4T} \cdot \frac{\alpha^2}{\delta} \quad \text{и} \quad R_0 = \frac{L^2}{14T} \cdot \frac{\alpha^2}{\delta}.$$

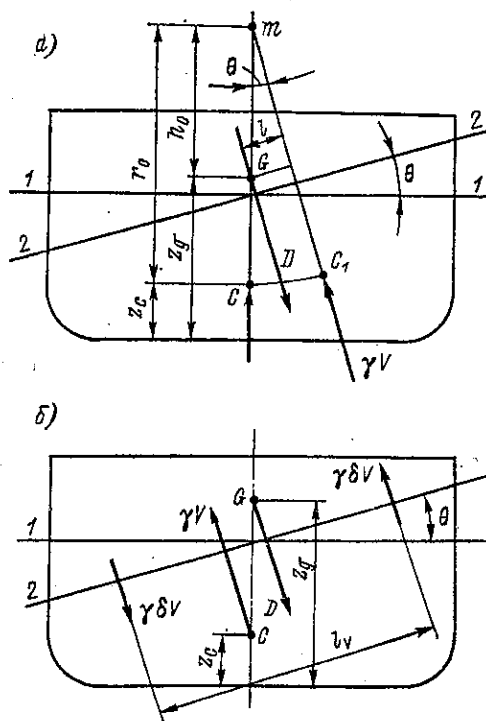


Рис. 27. Характеристики начальной остойчивости

При сравнении значений  $r_0$  и  $R_0$  можно видеть, что продольный метацентрический радиус примерно в  $\left(\frac{L}{B}\right)^2$  больше поперечного, отчего иногда называют эти радиусы соответственно «малым» и «большим».

**Метацентрическая формула остойчивости.** Если на судно, находящееся в прямом положении равновесия, будет действовать внешний кренящий момент, то оно получит наклонение на некоторый угол  $\theta$  (рис. 27, а). ЦТ судна при действии внешнего кренящего момента останется неизменным, а ЦВ сместится в сторону наклонения. Вследствие этого сила веса и сила поддержания находятся на разных вертикалях и образуют пару сил. Момент этой пары, называемый восстанавливающим моментом, равен

$$M_\theta = \Delta D l, \quad (\text{III.18})$$

где  $l$  — плечо восстанавливающего момента.

Если восстанавливающий момент стремится вернуть судно в начальное положение после прекращения действия кренящего момента, то судно следует считать остойчивым. При этом в прямом положении судна метацентр должен находиться выше ЦТ. Если метацентр лежит ниже ЦТ, то судно окажется нестойчивым, так как момент пары сил будет способствовать наклонению. Судно будет нестойчивым и в том случае, если метацентр и ЦТ совпадают, так как при этом не возникает момента, возвращающего судно в начальное положение. Возвышение поперечного метацентра над ЦТ называется начальной поперечной («малой») метацентрической высотой (см. рис. 27, а)

$$h_0 = r_0 + z_c - z_g. \quad (\text{III.19})$$

Выразив плечо восстанавливающего момента через начальную метацентрическую высоту, получим метацентрическую формулу поперечной остойчивости

$$M_\theta = \Delta h_0 \sin \theta \approx \Delta h_0 \theta. \quad (\text{III.20})$$

Начальная остойчивость судна определяется величиной восстанавливающего момента. Метацентрическая высота служит относительной мерой начальной остойчивости. Абсолютной мерой начальной остойчивости, характеризующей степень противодействия, которое оказывает судно кренящему моменту, является произведение водоизмещения на метацентрическую высоту. Его называют коэффициентом остойчивости. Его увеличение или уменьшение свидетельствует о соответствующем пропорциональном изменении остойчивости.

Коэффициент поперечной остойчивости

$$K_\theta = \Delta h_0. \quad (\text{III.21})$$

Метацентрическая формула остойчивости при продольных наклонениях имеет вид

$$M_\psi = \Delta H_0 \sin \psi \approx \Delta H_0 \psi, \quad (\text{III.22})$$

где  $H_0 = R_0 + z_c - z_g$  — начальная продольная («большая») метацентрическая высота;  $\psi$  — угол дифферента.

Коэффициент продольной остойчивости

$$K_{\psi} = DH_0. \quad (III.23)$$

Если в выражение (III.20) подставить формулу (III.19) для метacentрической высоты, то получим

$$M_{\theta} = \check{D}(r_0 + z_c - z_g)\theta = Dr_0\theta - D(z_g - z_c)\theta.$$

Если подставить формулу (III.16), то

$$M_{\theta} = \check{\gamma}I_x\theta - D(z_g - z_c)\theta.$$

Из формулы (III.16) следует, что

$$\check{\gamma}I_x\theta = \check{\gamma}l_V\delta V.$$

В соответствии с этим образование восстанавливающего момента можно представить как результат действия двух моментов. Момент  $M_{\phi} = \check{\gamma}l_V\delta V$  (рис. 27, б), возникающий при изменении формы подводного объема, является всегда положительным и носит название момента остойчивости формы. Момент  $M_{\psi} = D(z_g - z_c)\theta$ , возникающий под действием силы веса и силы поддержания при наклонении судна, оказывается, как правило, отрицательным и называется моментом остойчивости веса. От соотношения этих двух моментов при эксплуатации судна и зависит его остойчивость. Очевидно, что при увеличении момента инерции площади грузовой ватерлинии повышается остойчивость, а при увеличении аппликаты ЦТ судна уменьшается.

Таким образом, формулы начальной остойчивости и полученные на их основе характеристики позволяют установить посадку судна и изменение его начальной остойчивости в различных условиях эксплуатации.

## § 12. Изменение посадки и начальной остойчивости при перемещении грузов на судне

Для решения задачи о посадке судна и изменении его остойчивости должен быть задан вес груза  $P_r$  и координаты его ЦТ до наклонения  $(x_{P_1}, y_{P_1}, z_{P_1})$  и после наклонения  $(x_{P_2}, y_{P_2}, z_{P_2})$ . Перемещение груза из одной произвольной точки в другую состоит из трех последовательных операций: перенос в вертикальном, поперечном и продольном направлениях. В соответствии с этим следует рассмотреть все три возможных случая перемещения в отдельности, принимая при этом каждый раз начальную посадку судна прямо и на ровный киль.

**Вертикальное перемещение.** При вертикальном перемещении груза не происходит изменения начального прямого положения судна, меняется только его остойчивость. Пусть  $z_{P_1}$  и  $z_{P_2}$  — аппликаты ЦТ груза до и после вертикального переноса. Тогда расстояние, на которое переместится груз, будет

$$l_z = z_{P_2} - z_{P_1}. \quad (III.24)$$

Если бы судно под действием каких-либо внешних сил получило наклонение на малый угол  $\theta$ , то в результате перемещения груза  $P_r$

вверх на расстояние  $l_z > 0$  возник бы дополнительный кренящий момент  $M_k = P_r l_z \sin \theta$  (рис. 28). Таким образом, при перемещении по вертикали груза на судне изменятся характеристики его начальной остойчивости, полученные без учета перемещения груза. Изменение остойчивости можно учесть, рассматривая величину кренящего момента как уменьшение восстанавливающего момента. Восстанавливающий момент с учетом переноса груза по вертикали

$$M'_\theta = D h_0 \sin \theta - P_r l_z \sin \theta = (K_\theta - P_r l_z) \sin \theta. \quad (\text{III.25})$$

Сравнивая эту величину с начальным восстанавливающим моментом  $M_\theta = K_\theta \sin \theta$ , можно получить значение нового коэффициента поперечной остойчивости

$$K'_\theta = K_\theta - P_r l_z. \quad (\text{III.26})$$

Выведенное выражение справедливо для вертикального перемещения груза, когда остойчивость уменьшается. При переносе груза вниз  $z_{P_2} < z_{P_1}$ ,  $l_z < 0$ , поэтому коэффициент остойчивости увеличится.

Коэффициент продольной остойчивости при вертикальном переносе груза

$$K'_\psi = K_\psi - P_r l_z. \quad (\text{III.27})$$

Коэффициенты остойчивости при вертикальном переносе груза изменяются на одну и ту же величину момента вертикального перемещения груза.

Так как  $K_\psi \gg K_\theta$ , вертикальный перенос груза больше влияет на поперечную остойчивость.

**Поперечное перемещение.** При поперечном перемещении груза происходит равнообъемное наклонение судна на малый угол  $\theta$  (рис. 29). Вследствие перемещения груза на расстояние  $l_y = y_{P_2} - y_{P_1}$  (ординаты берут с учетом их знака), ЦТ судна переместится в поперечном направлении на величину

$$\delta y_g = GG_1 = \frac{P_r l_y}{D}.$$

При равновесии судна в наклонном положении ЦТ и ЦВ лежат на одной прямой, поэтому точка  $G_1$  будет находиться на линии действия силы поддержания. Из треугольника  $mGG_1$  (см. рис. 29) получим

$$\delta y_g = h_0 \operatorname{tg} \theta,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P_r l_y}{D h_0} = \frac{P_r l_y}{K_\theta}. \quad (\text{III.28})$$

Тангенс угла крена равен отношению момента поперечного перемещения груза к коэффициенту поперечной остойчивости.

Плечо поперечного перемещения подставим в формулу (III.28) с учетом знака. Положительным значение угла крена будет при переносе груза в сторону правого борта, так как ось  $y$  направлена в эту же сторону. В этом случае осадки бортов можно определить по выражениям

$$T_{\text{пр}} = T + \frac{B}{2} \operatorname{tg} \theta; \quad (\text{III.29})$$

$$T_{\text{л}} = T - \frac{B}{2} \operatorname{tg} \theta. \quad (\text{III.30})$$

При переносе груза в сторону левого борта знаки  $l_y$  и  $\operatorname{tg} \theta$  станут отрицательными. При этом будет увеличиваться осадка левого борта, а осадка правого борта уменьшаться.

**Продольное перемещение.** Продольный перенос груза на расстояние  $l_x = x_{p_2} - x_{p_1}$  вызывает дифферент судна (рис. 30) в сторону его перемещения.

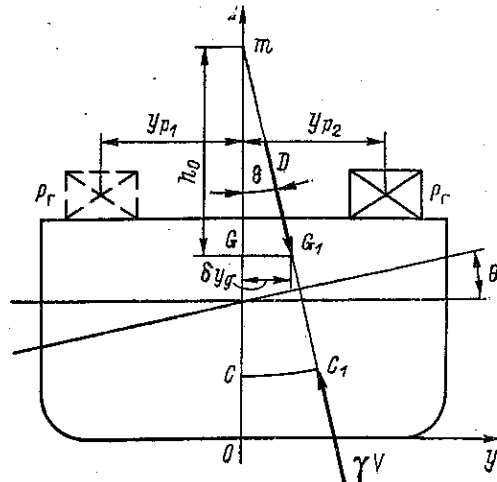


Рис. 29. Поперечное перемещение груза

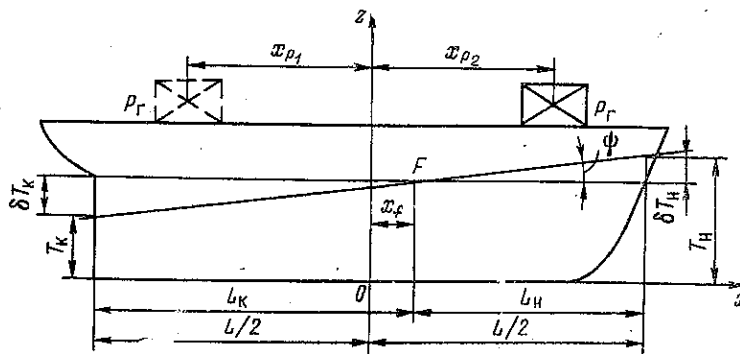


Рис. 30. Продольное перемещение груза

По аналогии с наклоном судна при поперечном переносе груза можно определить угол дифферента

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P l_x}{K_\psi}. \quad (\text{III.31})$$

Вследствие появления дифферента произойдет изменение осадок носом и кормой. Так как две равнообъемные ватерлинии пересекаются

по оси, проходящей через ЦТ площади начальной ватерлинии  $F$ , то при перемещении груза в сторону носа осадки носом и кормой будут соответственно составлять

$$T_n = T + \delta T_n = T + \left( \frac{L}{2} - x_f \right) \operatorname{tg} \psi. \quad (\text{III.32})$$

$$T_k = T - \delta T_k = T - \left( \frac{L}{2} + x_f \right) \operatorname{tg} \psi. \quad (\text{III.33})$$

Формулы (III.32) и (III.33) выведены в предположении, что точка  $F$  лежит ближе к носовой оконечности от мидель-шпангоута. При перемещении груза с носа на корму  $l_x$  и  $\operatorname{tg} \psi$  будут отрицательными, знаки перед вторым членом выражений (III.32) и (III.33) изменятся, осадка носом уменьшится, а кормой — увеличится.

В общем случае переноса груза из одной произвольной точки в другую следует сначала определить изменение остойчивости судна в результате вертикального перемещения груза по формулам (III.26) и (III.27). Далее, используя новые коэффициенты поперечной и продольной остойчивости  $K'_\theta$  и  $K'_\psi$ , можно рассчитать угол крена, а также осадки носом и кормой по формулам (III.28), (III.32) и (III.33).

### § 13. Изменение посадки и начальной остойчивости при приеме или снятии грузов

В общем случае при приеме или снятии грузов изменяется средняя осадка судна, его водоизмещение и остойчивость, а также могут возникнуть крен и дифферент. С помощью формул, полученных в теории начальной остойчивости, можно определить посадку и остойчивость, разделив рассматриваемый процесс на ряд простых задач.

**Условие приема груза без изменения остойчивости судна.** Пусть на судно, находящееся в прямом положении, принимается груз  $P_g$ , ЦТ которого имеет координаты  $x_p, y_p, z_p$ . Бесовое водоизмещение после приема груза

$$D_1 = D + P'_g,$$

а средняя осадка судна (если считать его прямостенным) изменится (см. § 10) на величину

$$\delta T = \frac{P_g}{\gamma S_{\text{ГВЛ}}}.$$

Если ЦТ груза располагается на одной вертикали с ЦВ вошедшего в воду слоя ( $x_p = x_f, y_p = 0$ ), то это не вызовет наклона (рис. 31). Однако при любом наклоне, вызванном другими причинами, окажется, что на судно действует дополнительная пара сил: сила веса груза  $P_g$ , приложенная на высоте  $z_p$ , и добавочная сила поддержания  $\delta V$ , приложенная в ЦВ добавочного вошедшего в воду слоя  $\delta V$ . Аппликату этой точки можно определить (если считать объем добавочного вошедшего в воду слоя цилиндрическим) как  $z_0 = T + \frac{\delta T}{2}$ .



В зависимости от взаимного расположения по высоте точек приложения добавочной пары сил  $P_r$  и  $\gamma\delta V$  при наклонении судна под действием внешних сил будет возникать либо кренящий, либо восстанавливающий дополнительные моменты, изменяющие остойчивость судна. Лишь в одном случае остойчивость судна останется неизменной: когда сила веса принятого груза и добавочная сила поддержания приложены к одной точке, т. е. когда  $z_p = z_0$ . В этом случае при любом наклонении судна добавочные силы веса и поддержания не будут создавать дополнительные моменты.

Итак, если груз принимается в ЦТ добавочного слоя, вошедшего в воду, то остойчивость судна не изменится. Останутся прежними и значения коэффициентов остойчивости (хотя водоизмещение и метацентрические высоты в отдельности изменяются, но их произведения постоянны и равны начальным значениям).

**Определение коэффициентов остойчивости.** Теперь рассмотрим перемещение груза  $P_r$  из точки  $O$  с координатами  $x_f, O$  и  $z_0$  в точку  $A$  с координатами  $x_p, y_p, z_p$  на основе выводов, полученных ранее (см. § 12).

Плечо вертикального перемещения

$$l_z = z_p - z_0 = z_p - \left(T + \frac{\delta T}{2}\right).$$

Подставив значение  $l_z$  в формулу (III.26), найдем новый коэффициент поперечной остойчивости

$$K'_\theta = K_\theta - P_r l_z = K_\theta - P_r \left[z_p - \left(T + \frac{\delta T}{2}\right)\right]$$

или

$$K'_\theta = K_\theta + P_r \left(T + \frac{\delta T}{2} - z_p\right). \quad (III.34)$$

Снятие груза можно рассматривать как прием груза со знаком «минус» ( $-P_r$ ), при котором происходит изменение осадки ( $-\delta T$ ). Снятие груза, находящегося на высоте  $z_p = T - \frac{\delta T}{2}$ , не вызывает изменения остойчивости.

Для коэффициента продольной остойчивости при приеме или расходовании груза получается аналогичное выражение

$$K'_\psi = K_\psi + P_r \left(T + \frac{\delta T}{2} - z_p\right). \quad (III.35)$$

Прием груза выше плоскости, проходящей через ЦТ добавочного вошедшего в воду слоя, или снятие груза, находившегося ниже этой

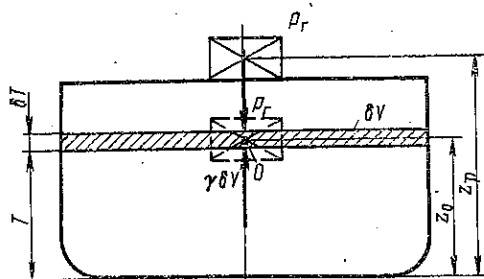


Рис. 31. К определению изменения остойчивости при приеме груза

плоскости, уменьшает остойчивость, так как после приема груза в ЦТ добавочного слоя или перед снятием его из этой плоскости необходимо осуществить подъем груза вверх. Остойчивость увеличится, если груз принимается на плоскость, лежащую ниже ЦТ добавочного вошедшего в воду слоя, или же снимается с плоскости, расположенной выше него. Необходимо иметь в виду, что при приеме и снятии грузов ЦТ добавочного вошедшего в воду слоя будет располагаться по-разному: выше или ниже грузовой ватерлинии.

Анализ формул (III.34) и (III.35) показывает, что они полностью соответствуют действительному процессу. Так, если  $z_p > z_0$ , то  $K'_\theta > K_\theta$  при снятии груза и  $K'_\theta < K_\theta$  при приеме; если  $z_p < z_0$ , то  $K'_\theta > K_\theta$  при приеме и  $K'_\theta < K_\theta$  при снятии груза.

Для того чтобы быстро предварительно оценить характер изменения остойчивости при приеме или расхождении грузов, нужно плоскость, идущую через ЦТ добавочного вошедшего в воду слоя, заменить плоскостью грузовой ватерлинии для начального положения судна. Для крупных судов с большим значением коэффициента продольной остойчивости его изменением вследствие приема или снятия груза можно пренебречь.

**Определение посадки судна.** При поперечном перемещении принятого груза на расстояние  $l_y = y_p$  угол крена можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P_r y_p}{K'_\theta} \quad (\text{III.36})$$

Осадки правого и левого бортов при приеме груза на правый борт или снятии с левого борта рассчитывают по формулам

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{пр}} &= T \pm \delta T + \frac{B}{2} \operatorname{tg} \theta \\ \text{и} \\ T_{\text{л}} &= T \pm \delta T - \frac{B}{2} \operatorname{tg} \theta. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.37})$$

Знак «плюс» у второго члена будет при приеме груза, знак «минус» — при снятии. При крене на левый борт знаки перед третьим членом изменятся на противоположные. Это означает, что величины  $P_r$  и  $y_p$  в формуле (III.36) должны быть взяты с учетом знака, при этом для снятия груза численное значение  $P_r$  нужно вводить со знаком «минус».

При продольном перемещении принятого груза на расстояние  $l_x = x_p - x_f$  угол дифферента

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_r l_x}{K'_\psi} \quad (\text{III.38})$$

Осадки носом и кормой при дифференте на нос составят соответственно

$$T_n = T \pm \delta T + \left( \frac{L}{2} - x_f \right) \operatorname{tg} \psi; \quad (\text{III.39})$$

$$T_k = T \pm \delta T - \left( \frac{L}{2} + x_f \right) \operatorname{tg} \psi. \quad (\text{III.40})$$

Судно получит дифферент на нос, если ЦТ принятого груза расположен в нос от ЦТ площади грузовой ватерлинии  $F$  или если ЦТ снятого груза был расположен в корму от точки  $F$ . В последнем случае в выражение (III.38) необходимо подставить знак «минус» перед  $P_r$  и  $l_r$ . При дифференте судна на корму знаки перед третьим членом в выражениях (III.39) и (III.40) меняются на противоположные.

#### § 14. Влияние подвижных грузов на остойчивость

На судне могут находиться подвижные грузы, которые при наклонении меняют свое положение. Их перемещение в сторону наклона уменьшает остойчивость судна, поэтому его необходимо заранее учесть при определении начальных коэффициентов остойчивости. К подвижным грузам относятся подвешенные, жидкие и перекачиваемые.

**Подвешенные и перекачиваемые грузы.** Пусть на палубе судна лежит груз  $P_r$ , который требуется поднять краном. В момент отрыва от палубы ЦТ груза совпадает с точкой подвеса, груз становится подвешенным (рис. 32). При наклонении судна возникнет дополнительный кренящий момент, равный

$$M_k = P_r l_r \sin \theta,$$

где  $l_r$  — вертикальное расстояние от ЦТ груза до точки подвеса.

Восстанавливающий момент и коэффициент поперечной остойчивости с учетом влияния подвешенного груза будут соответственно равны

$$M'_\theta = Dh_\theta \sin \theta - P_r l_r \sin \theta = (K_\theta - P_r l_r) \sin \theta;$$

$$K'_\theta = K_\theta - P_r l_r.$$

При наклонении судна в продольной плоскости коэффициент продольной остойчивости

$$K'_\psi = K_\psi - P_r l_r.$$

Коэффициенты остойчивости уменьшаются на величину момента вертикального перемещения подвешенного груза из его действительного положения в точку подвеса. В соответствии с этим для оценки изменения остойчивости при приеме или снятии подвешенного груза следует в формулах для коэффициента остойчивости (III.34) и (III.35) в качестве аппликаты ЦТ груза  $z_p$  принимать аппликату точки его подвеса.

Если на судне имеется незакрепленный перекачиваемый груз, то его влияние будет аналогично подвешенному. Роль точки подвеса будет играть центр кривизны кривой, по которой перемещается ЦТ незакрепленного груза при наклонении (так называемая кривая перекачивания), а радиус кривизны  $R_k$  этой кривой будет аналогичен расстоянию от ЦТ подвешенного груза до точки подвеса. Тогда с учетом влияния перекачиваемого груза  $P_r$  коэффициенты остойчивости

$$K'_\theta = K_\theta - P_r R_k \quad \text{и} \quad K'_\psi = K_\psi - P_r R_k.$$

Определяя остойчивость судна при приеме перекачиваемого груза, так же как и при приеме подвешенного груза, надо принимать в расчет аппликату центра кривизны кривой перекачивания. Интересно, что перекачивание груза по плоскости, если бы оно было безграничным, в принципе вызвало бы полную потерю остойчивости любого судна. Радиусы кривизны траектории перекачивания были бы бесконечно большими, а коэффициенты остойчивости равны «минус» бесконечности. Однако в действительности груз перекачивается лишь до первого препятствия (до борта или переборки), поэтому перекачиваемые грузы можно рассматривать как обычные закрепленные грузы, а их влияние следует оценивать по максимально возможному смещению.

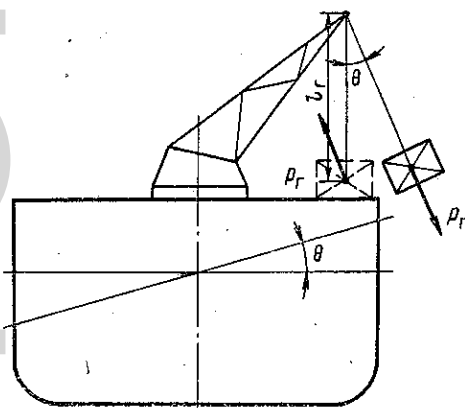


Рис. 32. Влияние подвешенного груза на остойчивость

**Жидкие грузы.** Жидкий груз, находящийся на судне и полностью заполняющий отсек или цистерну, влияет на остойчивость судна так же, как и твердый закрепленный груз. Если же отсек заполнен частично, то при наклонении судна жидкость переливается в сторону его наклонения. Объем жидкого груза в цистерне меняет свою форму за счет перемещения объема  $\delta V_{ж}$  (рис. 33, а) подобно тому, как это происходит при наклонении судна с перемещением клиновидных объемов судна. В результате ЦТ жидкого груза в цистерне или отсеке при крене перемещается из своего начального положения  $a$  в точку  $a_1$  по некоторой кривой, которую можно принять за окружность с центром в точке  $m_{ж}$ . Отрезок  $m_{ж}a$  является начальным радиусом кривизны для траектории ЦТ жидкого груза и аналогичен поперечному метацентрическому радиусу судна, вследствие чего

$$m_{ж}a = r_{ж} = \frac{i_x}{V_{ж}},$$

где  $V_{ж}$  — объем жидкого груза;  $i_x$  — момент инерции площади сво-

бодной поверхности жидкости относительно ее продольной оси наклонения.

Вследствие перемещения ЦТ жидкого груза  $P_{ж} = \gamma_1 V_{ж}$  (здесь  $\gamma_1$  — объемный вес груза) при наклонении судна будет создаваться кренящий момент

$$M_{к} = P_{ж} r_{ж} \sin \theta. \quad (III.41)$$

Тогда величина восстанавливающего момента с учетом влияния жидкого груза

$$M_{0}' = D h_0 \sin \theta - P_{ж} r_{ж} \sin \theta = (K_{\theta} - \gamma_1 t_x) \sin \theta = K_{\theta}' \sin \theta.$$

Аналогично можно определить влияние жидкого груза на продольную остойчивость. Таким образом, значения коэффициентов остойчивости с учетом влияния жидкого груза будут соответственно

$$K_{\theta}' = K_{\theta} - P_{ж} r_{ж} = K_{\theta} - \gamma_1 t_x, \quad (III.42)$$

$$K_{\psi}' = K_{\psi} - P_{ж} R_{ж} = K_{\psi} - \gamma_1 t_y, \quad (III.43)$$

где  $R_{ж}$  аналогичен продольному метацентрическому радиусу.

Коэффициенты поперечной и продольной остойчивости уменьшаются на величину момента перемещения жидкого груза из его ЦТ в точки поперечного и продольного метацентров жидкого груза соответственно. Поэтому при приеме жидкого груза можно использовать те же формулы изменения коэффициентов остойчивости, что и для

обычных грузов, но принимать в качестве аппликат ЦТ жидкого груза аппликаты его поперечного и продольного метацентров. Как следует из выражений (III.42) и (III.43), на остойчивость влияет не количество жидкости в цистерне, а площадь свободной поверхности, определяющая момент от переливания жидкости при наклонении.

Уменьшить влияние жидкого груза на остойчивость можно, установив непроницаемые переборки, параллельные оси наклонения. При делении отсека на  $n$  частей постановкой  $(n-1)$  продольных переборок количество перетекающей жидкости при крене уменьшается в  $n$  раз,

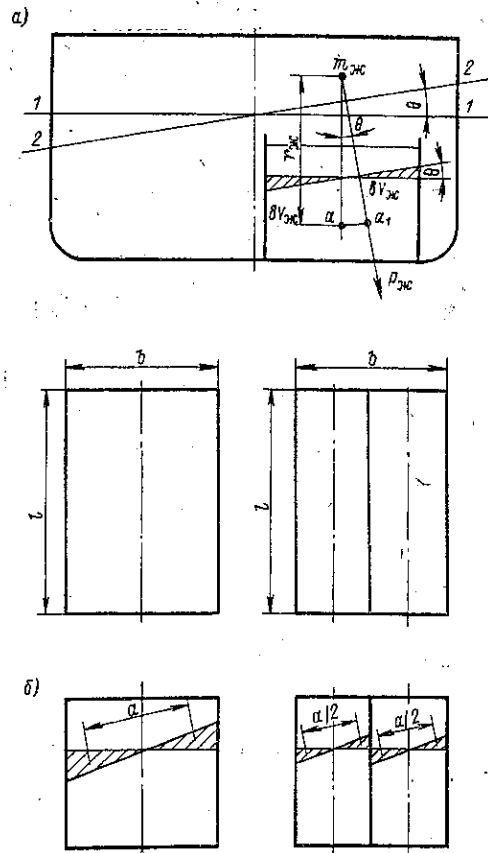


Рис. 33. Влияние жидкого груза на остойчивость

во столько же раз уменьшается плечо перемещения, вследствие чего изменение поперечной остойчивости уменьшается в  $n^2$  раз. На изменение продольной остойчивости установка продольных переборок не влияет, так как они не мешают перетеканию жидкости при дифференте.

Эти выводы подтверждаются расчетом. Для отсека площадью  $b \times l$  без переборок (рис. 33, б) моменты инерции площади свободной поверхности относительно продольной оси составляли

$$i_x = \frac{lb^3}{12} \text{ и } i_y = \frac{bl^3}{12}.$$

Если поставить одну продольную непроницаемую переборку по середине отсека, то свободная поверхность будет представлять два прямоугольника с размерами  $\frac{b}{2} \times l$ , а оси наклона пройдут через ЦТ прямоугольников (см. рис. 33, б). Моменты инерции площади свободной поверхности в этом случае составят

$$i'_x = 2 \frac{l \left(\frac{b}{2}\right)^3}{12} = \frac{1}{4} i_x; \quad i'_y = 2 \frac{\left(\frac{b}{2}\right) l^3}{12} = i_y.$$

Таким образом, влияние любых подвижных грузов на остойчивость аналогично влиянию неподвижных грузов, закрепленных в характерных точках, не меняющих своего положения (точка подвеса груза, центр кривизны кривой перекачивания, поперечный и продольный метацентры жидких грузов).

### § 15. Применение формул начальной остойчивости при решении практических задач

Формулы, полученные в теории начальной остойчивости, позволяют определить не только посадку и остойчивость судна в различных условиях эксплуатации и ремонта, но и заранее рассчитать средства, с помощью которых можно создать принудительное наклонение судна.

**Подъем кормы на плаву для ремонта гребных валов и винтов.** Для выполнения ремонта движительно-рулевого комплекса необходимо создать дифферент на нос. Эту задачу можно решить тремя способами: принять груз в носовую часть судна; перенести имеющийся на судне груз с кормы в нос, снять груз с кормы или поднять корму с помощью крана.

Определим величину необходимого дифференцирующего момента, для чего рассмотрим заданное изменение осадки кормой  $\delta T_k$ .

При переносе груза с кормы в нос (рис. 34, а) необходимый угол дифферента найдем из выражения

$$\delta T_k = \left( \frac{L}{2} + x_f \right) \text{tg } \psi.$$

Используя выражение (III.31), получим необходимый момент перемещения груза

$$P_r I_x = K_\psi \frac{\delta T_k}{\left(\frac{L}{2} + x_f\right)}. \quad (\text{III.44})$$

Величину момента можно создать, перемещая грузы на разные расстояния.

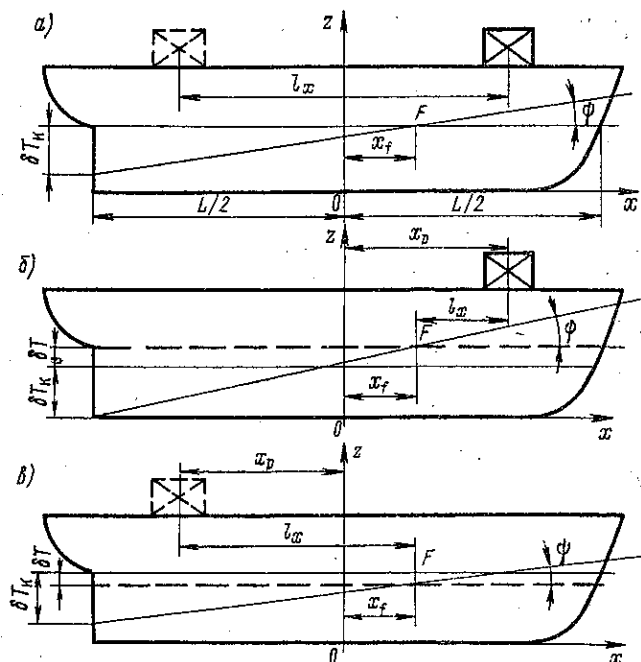


Рис. 34. Подъем кормы на плаву:  
а — перемещение груза с кормы в нос; б — прием груза в нос; в — снятие груза с кормы

Приём груза или балласта в носовую часть судна (рис. 34, б) создает нежелательное увеличение средней осадки судна на величину  $\delta T = \frac{P_r}{\gamma S_{ГВЛ}}$ . Необходимый угол дифферента в этом случае

$$\text{tg } \psi = \frac{\delta T_k + \delta T}{\left(\frac{L}{2} + x_f\right)}. \quad (\text{III.45})$$

Изменением коэффициента продольной остойчивости можно пренебречь. Тогда дифференцирующий момент, возникающий при приеме груза,

$$P_r I_x = K_\psi \frac{(\delta T_k + \delta T)}{\left(\frac{L}{2} + x_f\right)}. \quad (\text{III.46})$$

Чтобы воспользоваться формулой (III.46), необходимо, оценив возможное значение груза  $P_{\Gamma}$ , предварительно рассчитать изменение средней осадки  $\delta T$ , а затем уже уточнить значение момента,  $P_{\Gamma} l_x$ . Можно задать абсциссу ЦТ груза  $x_p$ , определить плечо  $l_x$  и решить выражение (III.46) относительно веса груза или балласта

$$P_{\Gamma} = K_{\psi} \frac{\delta T_{\kappa}}{l_x \left( \frac{L}{2} + x_f \right) - \frac{K_{\psi}}{\gamma S_{\Gamma ВЛ}}} \quad (III.47)$$

При снятии груза или подъеме кормы краном (рис. 33, е) в выражения (III.45) и (III.46) необходимо подставить  $(-\delta T)$ . Тогда грузо-подъемность крана

$$P_{\Gamma} = K_{\psi} \frac{\delta T_{\kappa}}{l_x \left( \frac{L}{2} + x_f \right) + \frac{K_{\psi}}{\gamma S_{\Gamma ВЛ}}}$$

где  $l_x = x_f - x_p$ , при этом  $x_p$  определяют по точке закрепления троса. Из анализа трех выше приведенных способов подъема кормы следует, что наименьший угол дифферента создается при снятии груза, так как сам этот процесс изменяет осадку в необходимом направлении. На практике нужно создавать дифферент с помощью наиболее доступного способа или, если это целесообразно, с помощью комбинации способов. В любом случае необходимо проверить осадку носа и убедиться в безопасности выбранного способа.

**Определение аппликаты центра тяжести судна опытом кренования.** При определении начальной поперечной метацентрической высоты необходимо знать аппликаты поперечного метацентра  $z_m$  и ЦТ судна  $z_g$ . Аппликата поперечного метацентра может быть с достаточной точностью рассчитана по теоретическому чертежу. При вычислении аппликаты ЦТ судна могут возникнуть неточности, связанные с определением весовой нагрузки, а также отклонениями от чертежных размеров при постройке судна. В соответствии с этим после постройки или капитального ремонта судна, а также в случаях, когда остойчивость судна вызывает сомнения, проводят экспериментальную проверку аппликаты ЦТ судна — опыт кренования, который выполняют по инструкции Речного Регистра РСФСР. Он заключается в создании принудительного малого крена судна путем переноса специального кренбалласта или перехода людей с борта на борт. Суммарный момент поперечного перемещения кренбалласта  $\sum P_i l_{y_i}$  известен. Поэтому, измерив угол крена, можно по формуле (III.28) найти коэффициент поперечной остойчивости

$$K_{\theta} = \frac{\sum P_i l_{y_i}}{\text{tg } \theta}$$

Определив по грузовому размеру объемное водоизмещение  $V$  при посадке на ровный киль или по масштабу Бонжана при дифференте,



можно рассчитать начальную метацентрическую высоту  $h_0 = \frac{K_\theta}{\gamma V}$  и аппликату ЦТ судна  $z_g = r_0 + z_c - h_0$ .

При проведении опыта кренования должны быть точно известны излишние и недостающие грузы по сравнению с состоянием судна порожнем, чтобы можно было уточнить аппликату ЦТ для этого состояния.

**Давление на кильблоки при постановке судна в док.** Если судно при откачивании дока и посадке на кильблоки не имеет дифферента, то давление его корпуса распространяется на большую площадь кильблоков и опасности не вызывает. Однако при наличии у судна начального дифферента возможно резкое увеличение давления в момент касания судном кильблоков или же в момент всплытия. Допустим, что судно имеет дифферент на корму (это чаще всего соответствует действительности, так как в док для ремонта вводят, как правило, судно без груза), а носовые кильблоки расположены ниже кормовых. Обозначим угол дифферента судна через  $\psi$ , угол наклона линии кильблоков через  $\alpha_{кб}$  и будем считать реакцию кормового блока как груз

$R_{кб}$ , снятый с судна из точки с координатами  $x_R = -\frac{L}{2}$ ,  $y_R = 0$ ,  $z_R = 0$ . Тогда из выражения (III.38), пренебрегая изменением продольного коэффициента остойчивости, можно получить величину силы реакции

$$R_{кб} = \frac{K_\psi}{\left(\frac{L}{2} + x_f\right)} \operatorname{tg}(\psi + \alpha_{кб}). \quad (\text{III.48})$$

Очевидно, что по выражению (III.48) можно определить и наибольшую силу давления на кильблоки.

Изменение коэффициента поперечной остойчивости, которое может оказаться опасным, найдем, применяя выражение (III.34)

$$\delta K_\theta = -R_{кб} \left( T - \frac{\delta T}{2} \right).$$

Подобным же образом можно рассчитать силу реакции льда на носовую оконечность ледокола при его работе.

Пользуясь формулами начальной остойчивости для переноса, приема и снятия грузов, можно решить возникающие на практике задачи при установке нового оборудования, погрузочно-разгрузочных работах, при ремонте подводной части судна на плаву и многие другие.

## § 16. Определение посадки и остойчивости судна при затоплении отсека

Выводы теории начальной остойчивости с достаточной для практики точностью могут быть использованы при рассмотрении непотопляемости, под которой понимают способность судна плавать и не опро-

кидываться при затоплении одного или нескольких отсеков. Непотопляемость речных судов обеспечивается запасом плавучести и рациональной расстановкой поперечных переборок, а также устройством двойного дна и двойных бортов. Для пассажирских судов внутреннего плавания классов «М» и «О» требования к непотопляемости сводятся к обеспечению безопасной посадки и начальной остойчивости при затоплении одного любого отсека.

Чтобы проверить непотопляемость судна, надо определить его посадку и остойчивость после затопления отсеков. Затопленные отсеки могут быть разделены на три категории. К категории I относятся отсеки, расположенные ниже ватерлинии, т. е. заполняющиеся водой при получении пробоины (например, отсеки междудонного пространства при наличии двойного дна). К категории II относятся отсеки, частично заполненные водой при получении небольшой пробоины или после ее заделки, но не сообщающиеся с забортной водой. К категории III принадлежат частично затопленные отсеки, сообщающиеся с забортной водой.

Необходимо иметь в виду, что объем влившейся в отсек воды  $V_B$  меньше теоретического объема отсека  $V_0$  вследствие загруженности отсеков механизмами, оборудованием, грузами, элементами конструкции. Это может быть учтено коэффициентом проницаемости

$$\mu = \frac{V_B}{V_0}.$$

Для определения посадки и остойчивости при затоплении отсеков категории I используют метод приема груза, которым является заполнившая отсек вода. ЦТ груза принимается в ЦТ затопленного отсека. Посадку и остойчивость при затоплении отсеков категории II определяют методом приема жидкого груза (см. § 14); при затоплении отсеков категории III обычно пользуются методом постоянного водоизмещения. Он заключается в том, что объем затопленного отсека исключается из общего погруженного объема, а водоизмещение судна и положение его ЦТ остаются неизменными. Уменьшение объемного водоизмещения на величину объема  $V_B$  по начальную ватерлинию компенсируется объемом добавочного вошедшего в воду слоя  $\delta V$  за пределами поврежденного отсека. Изменение осадки после затопления отсека

$$\delta T = \frac{\delta V}{S_{ГВЛ} - s} = \frac{V_B}{S_{ГВЛ} - s},$$

где  $s$  — площадь поверхности влившейся в отсек воды.

Изменение формы подводного объема приведет к изменению характеристик действующей ватерлинии и изменению координат ЦВ. Новое положение ЦТ  $F_1$  площади ватерлинии ( $S_{ГВЛ} - s$ ) (рис. 35) можно определить, взяв сумму статических моментов относительно оси  $Oy$ . При отсутствии продольной переборки, что характерно для большин-

ства судов внутреннего плавания, точка  $F_1$  останется в ДП и задача сведется к определению ее абсциссы

$$x_{f_1} = \frac{S_{ГВЛ} x_f - s x_s}{S_{ГВЛ} - s},$$

где  $x_s$  — абсцисса ЦТ площади  $s$ .

Изменение устойчивости произойдет за счет изменения момента инерции поврежденной ватерлинии и координат ЦВ. Центральные моменты инерции площади ватерлинии после затопления отсека

$$I_{x_1} = I_x - i_x;$$

$$I_{f_1} = I_f - i_y - s(x_s - x_f)^2 - (S_{ГВЛ} - s)(x_{f_1} - x_f)^2,$$

где  $i_x$  и  $i_y$  — центральные моменты инерции площади  $s$ .

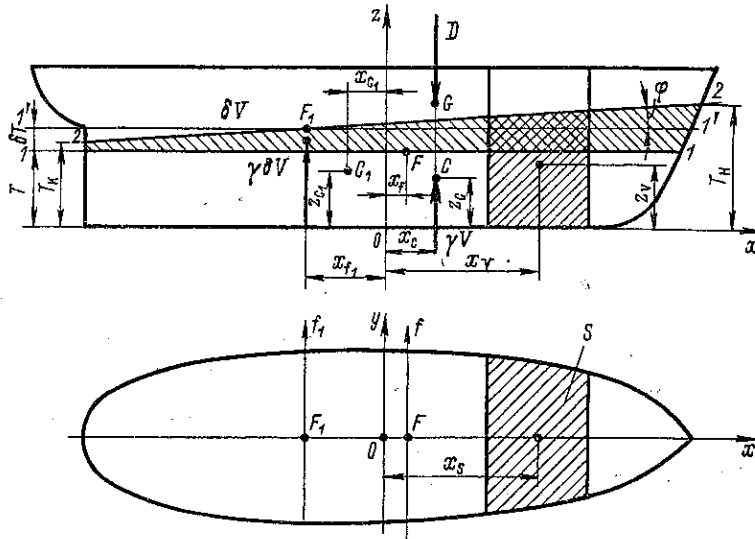


Рис. 35. Определение посадки судна при затоплении отсека

Метацентрические радиусы после затопления отсека

$$r'_0 = \frac{I_{x_1}}{V}; \quad R'_0 = \frac{I_{f_1}}{V}.$$

Новые координаты ЦВ определяют на основании выражений для статических моментов объемов (при посадке судна по промежуточную ватерлинию  $1'-1'$ ) относительно плоскостей  $yOz$  и  $xOy$ , а именно:

$$x_{c_1} = x_c + \frac{V_B}{V} (x_{f_1} - x_v); \quad (III.49)$$

$$z_{c_1} = z_c + \frac{V_B}{V} \left( T + \frac{\delta T}{2} - z_v \right), \quad (III.50)$$

где  $x_v, z_v$  — координаты ЦТ влившейся воды.

Новые коэффициенты остойчивости

$$K'_\theta = D(r'_0 + z_{c_1} - z_g); \quad (\text{III.51})$$

$$K'_\psi = D(R'_0 + z_{c_1} - z_g). \quad (\text{III.52})$$

Дифференцирующий момент образуется от силы веса, приложенной в прежнем ЦТ  $G$ , и силы поддержания  $\gamma V$ , действующей в новом ЦВ  $C_1$ . Угол дифферента

$$\text{tg } \psi = \frac{\gamma V (x_{c_1} - x_v)}{K'_\psi}. \quad (\text{III.53})$$

Осадки судна после затопления носового отсека

$$T_n = T + \delta T + \left(\frac{L}{2} - x_{f_1}\right) \text{tg } \psi; \quad (\text{III.54})$$

$$T_k = T + \delta T - \left(\frac{L}{2} + x_{f_1}\right) \text{tg } \psi. \quad (\text{III.55})$$

При затоплении кормового отсека изменяются знаки перед третьими членами.

Если в отсеке имеется продольная переборка, то следует повторить вывод для определения крена судна. Определив посадку после затопления отсека, необходимо убедиться в безопасности плавания судна.

#### Глава IV

### ОСТОЙЧИВОСТЬ СУДНА НА БОЛЬШИХ УГЛАХ КРЕНА

#### § 17. Особенности больших наклонов судна

**Плечо статической остойчивости.** При больших углах наклона судна нельзя принять допущения, на которых основаны формулы начальной остойчивости, пригодные для рассмотрения наклонов судна на малые углы из начального прямого положения. Прежде всего при больших углах наклона нельзя считать судно прямостенным в пределах изменения формы подводного объема, поэтому нельзя применить и теорему Эйлера о равнообъемных ватерлиниях. Необходимо для каждого наклона находить действительное положение равнообъемной ватерлинии.

Недопустимо также принимать при больших наклонах проекцию траектории ЦВ на плоскость мидель-шпангоута за дугу окружности. В общем случае у нее будет переменная кривизна, метацентр будет иметь значение мгновенного ее центра, а метацентрический радиус — мгновенного радиуса кривизны. В соответствии с этим необходимо рассматривать новое понятие — траекторию метацентра — или ее проекцию на плоскость мидель-шпангоута. Так как поперечный метацентр не сохраняет своего начального положения на ДП (рис. 36), теряют свое значение начальная метацентрическая высота и метацентрическая формула остойчивости.

Мерой устойчивости на больших углах крена можно считать только восстанавливающий момент  $M_\theta = Dl$  или его плечо, называемое плечом статической устойчивости,

$$l = \frac{M_\theta}{D}. \quad (IV.1)$$

Так как наклонения равнообъемны, то момент и плечо устойчивости изменяются в зависимости от угла крена по одному и тому же закону.

Как видно из рис. 37, при наклонении судна на некоторый конечный угол  $\theta$  плечо статической устойчивости, измеряемое перпендикуляром, опущенным из ЦТ судна на линию действия силы поддержания, будет

$$l = G_0K = C_0N - C_0F = C_0M + MN - C_0F$$

или

$$l = y_c \cos \theta + (z_c^r - z_{c_0}) \sin \theta - (z_{g_0} - z_{c_0}) \sin \theta. \quad (IV.2)$$

Первые два члена формулы (IV.2) представляют собой плечо устойчивости формы, так как зависят только от изменения формы погруженного объема судна. Третий член, зависящий от положения ЦТ судна, называется плечом устойчивости веса.

#### Координаты центра величины.

Чтобы рассчитать плечо статической устойчивости, необходимо найти изменение координат ЦВ при наклонении. С этой целью для судна, имеющего конечный угол крена  $\theta$ , создадим дополнительное наклонение на бесконечно малый угол  $d\theta$  (рис. 38), в пределах которого будем считать метацентрический радиус неизменным:  $mC = mC_1 = r_\theta$ . Тогда перемещение ЦВ можно выразить как  $CC_1 = r_\theta d\theta$ , а изменение координат ЦВ как

$$dy_c = CC_1 \cos \theta = r_\theta \cos \theta d\theta; \quad (IV.3)$$

$$dz_c = CC_1 \sin \theta = r_\theta \sin \theta d\theta. \quad (IV.4)$$

Проинтегрировав полученные выражения в пределах изменения угла крена, получим

$$y_c = \int_0^\theta r_\theta \cos \theta d\theta; \quad (IV.5)$$

$$z_c = z_{c_0} + \int_0^\theta r_\theta \sin \theta d\theta. \quad (IV.6)$$

Новые координаты ЦВ связаны со значением мгновенного метацентрического радиуса.

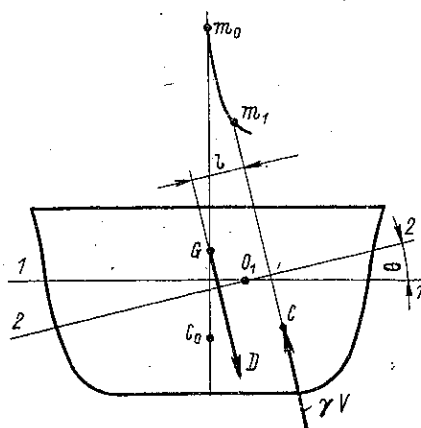


Рис. 36. Траектория метацентра на конечных углах крена

Для получения зависимости плеча статической устойчивости от угла крена рассматривают последовательные наклонения судна через 5—10°. При каждом из них определяют положения равнообъемной ватерлинии, ее моменты инерции и мгновенные метацентрические радиусы. Значения метацентрических радиусов при каждом угле наклона используют для определения координат ЦВ по выражениям (IV.5) и (IV.6), а затем для каждого угла крена вычисляют плечо

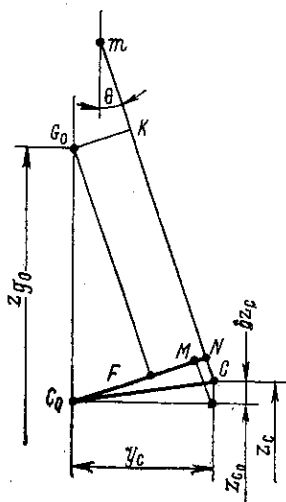


Рис. 37. Плечо статической устойчивости

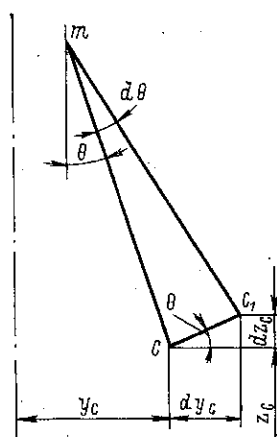


Рис. 38. Координаты ЦВ

статической устойчивости по формуле (IV.2). Полученная зависимость плеча статической устойчивости от угла крена называется диаграммой статической устойчивости.

### § 18. Диаграмма статической устойчивости и ее использование

Связь между устойчивостью на больших углах наклона и начальной устойчивостью. Диаграмма статической устойчивости наиболее полно характеризует устойчивость судна. Обычная форма диаграммы для судов внутреннего плавания представлена на рис. 39. Вместо плеча  $l$  по оси ординат можно было бы отложить значение восстанавливающего момента или же построить шкалы масштабов этих двух величин для одной кривой.

Можно установить связь между устойчивостью на больших углах наклона и начальной устойчивостью. С этой целью продифференцируем по углу крена выражение (IV.2)

$$\frac{dl}{d\theta} = \frac{dy_c}{d\theta} \cos \theta - y_c \sin \theta + \frac{dz_c}{d\theta} \sin \theta + (z_c - z_{c_0}) \cos \theta - a \cos \theta,$$

где  $a = z_{g_0} - z_{c_0}$  — расстояние между ЦТ и ЦВ для прямого положения судна.

Из формул (IV.3) и (IV.4) для метацентрических радиусов получим

$$\frac{dy_c}{d\theta} = r_\theta \cos \theta \text{ и } \frac{dz_c}{d\theta} = r \sin \theta.$$

После подстановки этих соотношений в выражение для производной получим

$$\frac{dl}{d\theta} = r_\theta - y_c \sin \theta + (z_c - z_{c_0}) \cos \theta - a \cos \theta.$$

В прямом положении судна  $\theta = 0$ ,  $z_c = z_{c_0}$ ,  $y_c = 0$ , поэтому

$$\left(\frac{dl}{d\theta}\right)_{\theta=0} = r_0 - a = r_0 + z_{c_0} - z_{g_0} = h_0. \quad (\text{IV.7})$$

Первая производная от плеча статической устойчивости для прямого положения судна равна начальной метацентрической высоте.

Ее значение получают как длину вертикали, проведенной (при угле  $\theta = 1$  радиану) от оси абсцисс до касательной к диаграмме  $l = f(\theta)$  в начале координат. Если на диаграмму нанести значение плеча статической устойчивости, выраженное через начальную метацентрическую высоту  $l = h_0 \sin \theta$ , то оно совпадет с диаграммой (при углах  $\theta = 10 \div 15^\circ$ ), а затем значение действительной устойчивости, выражаемое кривой  $l = f(\theta)$ , окажется меньше полученной приближенным методом начальной устойчивости.

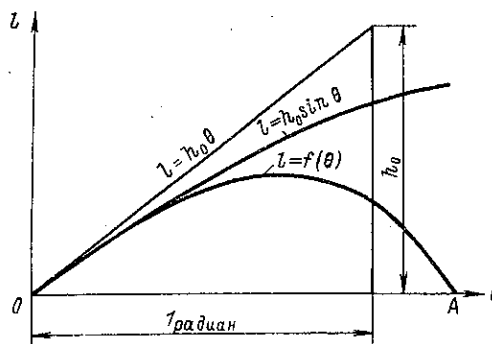


Рис. 39. Диаграмма статической устойчивости

На диаграмме статической устойчивости имеется максимум и точка заката  $A$ , в которой диаграмма пересекается с осью абсцисс. Угол заката диаграммы устойчивости для судов внутреннего плавания составляет  $50-70^\circ$ .

**Определение статического угла крена.** Равновесие судна наступает при равенстве кренящего и восстанавливающего моментов  $M_k = M_\theta$ . Чтобы воспользоваться диаграммой, необходимо найти приведенное плечо кренящего момента, под которым понимают его отношение к водоизмещению судна

$$l_k = \frac{M_k}{D}. \quad (\text{IV.8})$$

Тогда условие равновесия судна можно переписать

$$l_k = l. \quad (\text{IV.9})$$

При наличии кривой зависимости  $l_k = f(\theta)$  углы крена для положения равновесия судна можно определить по точкам пересечения этой кривой с диаграммой  $l = f(\theta)$ . Однако не все эти точки будут

соответствовать положению устойчивого равновесия. Рассмотрим это на примере действия постоянного, статически приложенного кренящего момента (рис. 40). Зависимость его приведенного плеча от угла крена выражается горизонталью, пересекающей диаграмму  $l = f(\theta)$  в точках  $A$  и  $B$ , соответствующих углам крена  $\theta_A$  и  $\theta_B$ . При отклонении судна, имеющего угол крена  $\theta_A$ , в сторону меньших углов (положение I) кренящий момент будет превышать восстанавливающий, и судно будет увеличивать крен, стремясь к положению, характеризуемому точкой  $A$ . При отклонении судна в сторону больших углов (положение II) восстанавливающий момент будет больше кренящего, и судно возвратится в положение равновесия. Следовательно, точка  $A$  определяет положение устойчивого равновесия.

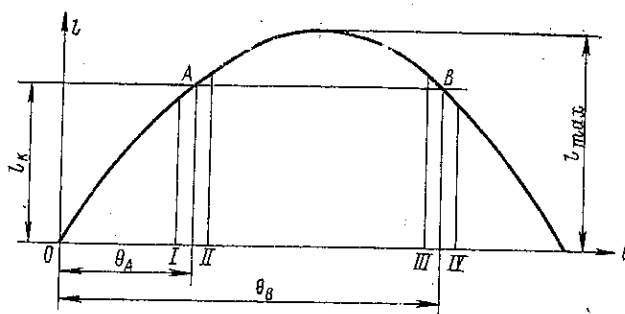


Рис. 40. Определение статического угла крена.

Противоположное соотношение действующих моментов получится при углах крена, близких к углу  $\theta_B$ . Это показывает, что при постоянной величине кренящего момента положение устойчивого равновесия определяется точками на восходящей ветви диаграммы статической остойчивости. Углы крена, соответствующие этим положениям, называются статическими.

По точке максимума диаграммы может быть найден статически приложенный предельно допустимый кренящий момент

$$M_{k \max} = D l_{\max}, \quad (IV.10)$$

где  $l_{\max}$  — максимальное приведенное плечо, соответствующее горизонтальной касательной к диаграмме  $l = f(\theta)$ .

С помощью диаграммы статической остойчивости задачу о крене судна наиболее просто можно решить в статической постановке.

### § 19. Динамическая остойчивость

**Понятие о динамическом угле крена.** Угол крена, получаемый при равенстве кренящего и восстанавливающего моментов, можно было бы считать наибольшим лишь в том случае, если бы в процессе наклонения кренящий момент изменялся постепенно от нуля в соответствии с законом нарастания восстанавливающего момента. На практике при-



ходится иметь дело с внезапно приложенными кренящими моментами, имеющими конечное значение уже для начального прямого положения судна. В этих случаях необходимо рассматривать динамическую устойчивость судна — его способность воспринимать динамическое воздействие кренящих моментов.

Рассмотрим действие на судно внезапно приложенного постоянного кренящего момента  $M_k$  (рис. 41). При наклонении судна и кренящий и восстанавливающий моменты совершают работу. Поскольку в начальный период наклонения до значений статического угла крена  $\theta_A$  кренящий момент будет больше восстанавливающего, судно будет иметь некоторое угловое ускорение. Достигнув статического угла крена  $\theta_A$ , судно не остановится в этом положении, а будет крениться по инерции. Однако теперь

восстанавливающий момент превысит кренящий, в связи с чем угловая скорость уменьшится до нуля. Это положение будет соответствовать наибольшему углу крена, когда весь запас кинетической энергии израсходован на преодоление действия восстанавливающего момента. Так как при этом восстанавливающий момент больше кренящего, судно начнет выпрямляться и снова перейдет положение равновесия. Вследствие сопротивления воды судно совершает затухающие колебания и, наконец, останавливается, при этом статический угол крена  $\theta_A = \theta_{ст}$  (см. рис. 41).

Наибольший угол крена, образующийся при внезапном приложении кренящего момента, называется динамическим. Он соответствует равенству работ кренящего и восстанавливающего моментов  $A_k = A_\theta$ .

**Плечо динамической устойчивости.** Мерой динамической устойчивости судна является работа восстанавливающего момента. Ее величина при наклонении судна на угол  $\theta$  может быть определена по выражению

$$A_\theta = \int_0^\theta M_\theta d\theta = D \int_0^\theta l d\theta. \quad (IV.11)$$

Отношение работы восстанавливающего момента к водоизмещению судна, являющееся характеристикой динамической устойчивости, называется плечом динамической устойчивости

$$d = \frac{A_\theta}{D} = \int_0^\theta l d\theta. \quad (IV.12)$$

Плечо динамической устойчивости  $d$  можно найти по площади диаграммы статической устойчивости, так как  $l d\theta$  представляет ее элементарную площадку.

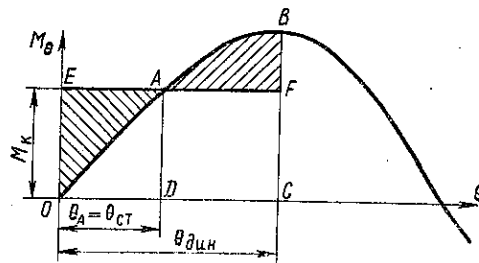


Рис. 41. Определение динамического угла крена по диаграмме статической устойчивости

Работа постоянного кренящего момента

$$A_k = M_k \theta. \quad (IV.13)$$

Поделив обе части выражения (IV.13) на водоизмещение, получим так называемую приведенную работу кренящей пары

$$d_k = \frac{A_k}{D} = \frac{M_k}{D} \theta = l_k \theta. \quad (IV.14)$$

Работу кренящего момента можно представить графически как площадь прямоугольника со сторонами  $\theta$  и  $l_k$ . С учетом выражений (IV.12) и (IV.14) запишем условие получения динамического угла крена

$$d_k = d. \quad (IV.15)$$

Динамическому углу крена  $\theta_d$  соответствует на рис. 41 равенство

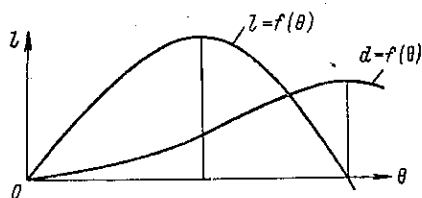


Рис. 42. Диаграмма динамической устойчивости

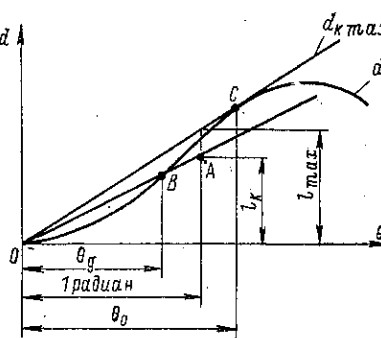


Рис. 43. Использование диаграммы динамической устойчивости

площади  $OABC$  диаграммы статической устойчивости и площади прямоугольника  $OEFС$ . Это условие сводится к равенству площади  $OEA$ , характеризующей избыток работы кренящего момента, и площади  $ABF$ , характеризующей избыток работы восстанавливающего момента. Для нахождения динамического угла крена по диаграмме статической устойчивости необходимо провести горизонталь по значению приведенного плеча  $l_k$  и подобрать такое значение угла, чтобы избыточные площади диаграмм кренящего и восстанавливающего моментов были равны. Это и будет динамический угол крена.

Если углы наклона от начального прямого положения невелики и участок диаграммы статической устойчивости был принят прямолинейным, то динамический угол крена получится вдвое большим по сравнению со статическим.

**Диаграмма динамической устойчивости.** Определить динамический угол крена по диаграмме статической устойчивости можно лишь приближенно. Более точно характеризует динамическую устойчивость диаграмма динамической устойчивости — зависимость плеча динамической устойчивости от угла крена  $d = f(\theta)$ . Как следует из выражения (IV.12), она получается в виде интегральной кривой диаграммы статической устойчивости (рис. 42).

Для определения величины динамического угла крена необходимо на диаграмму динамической устойчивости нанести зависимость приведенной работы кренящего момента от угла крена  $d_k = f(\theta)$ , которая для постоянного кренящего момента выражается прямой линией, проходящей через начало координат. Из выражения (IV.14) следует, что при  $\theta = 0$   $d_k = 0$ , а при  $\theta = 1$  рад. ( $57,3^\circ$ )  $d_k = l_k$ , поэтому, отложив при  $\theta = 1$  рад. приведенное плечо кренящего момента  $l_k$ , получим точку  $A$  на прямой, выражающей зависимость приведенной работы кренящего момента от угла крена (рис. 43). Точка  $B$  пересечения этой прямой с диаграммой динамической устойчивости соответствует динамическому углу крена  $\theta_g$ .

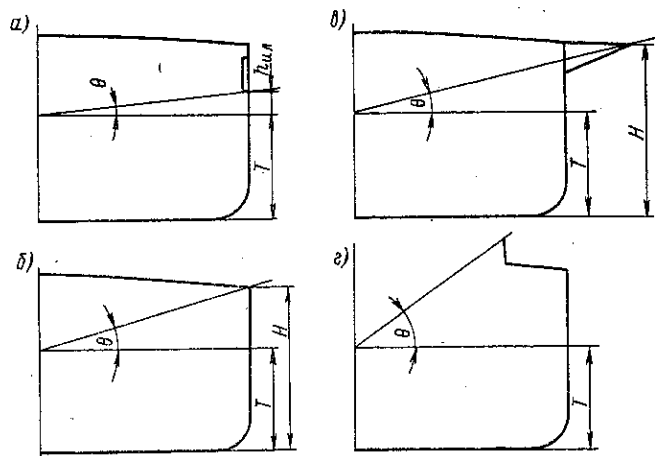


Рис. 44. Определение угла заливания

Чем больше кренящий момент, тем больше угол наклона прямой  $d_k = f(\theta)$ . Предельное ее положение — касательная к диаграмме динамической устойчивости  $d_{k \max} = f(\theta)$  — определяет значение минимального опрокидывающего момента

$$M_{k \max} = D l_{\max}, \quad (\text{IV.16})$$

где  $l_{\max}$  — ордината прямой  $d_{k \max} = f(\theta)$  при угле крена, равном 1 рад.

Наибольший угол крена при действии минимального опрокидывающего момента — угол опрокидывания  $\theta_o$  — соответствует точке касания прямой линии  $d_{k \max} = f(\theta)$  с диаграммой  $d = f(\theta)$ . Иногда для судна наиболее опасным является угол заливания  $\theta_{\text{зал}}$  — угол, при котором вода попадает внутрь корпуса через незакрытые отверстия в борту (рис. 44, а) либо в воду входит палуба (рис. 44, б), обнос (рис. 44, в) или верхняя кромка комингса люка (рис. 44, г). Если  $\theta_{\text{зал}} < \theta_{\text{опр}}$ , то предельно допустимым будет динамический кренящий момент, соответствующий углу заливания. Величину момента находят

по значению приведенного плеча, измеренного (при угле в 1 рад.) до прямой, проведенной из начала координат через точку диаграммы динамической остойчивости, абсцисса которой равна углу заливания. Это построение обратно определению динамического угла крена при заданном кренящем моменте.

Отношение максимально допустимого динамического кренящего момента к действующему кренящему моменту называется запасом динамической остойчивости. Отношение моментов можно заменить отношением предельно допустимого и приведенного плеча кренящего момента.

## § 20. Нормирование остойчивости

Нормировать остойчивость — значит определить возможные кренящие моменты, действующие на судно в различных условиях эксплуатации, и сравнить их величины с допустимыми.

Остойчивость судов внутреннего плавания нормируется Правилами Речного Регистра РСФСР. Согласно Правилам Регистра, остойчивость проверяют по основному и дополнительному критериям. При этом начальная метацентрическая высота судна должна быть положительной.

По основному критерию проверяют безопасность плавания в штормовую погоду. Безопасность будет гарантирована при

$$M_k \leq M_{k \max}, \quad (IV.17)$$

где  $M_k$  — кренящий момент от динамического действия ветра;  $M_{k \max}$  — наименьшее значение предельно допустимого момента при динамических наклонениях, соответствующих углу опрокидывания или углу заливания.

Проверку остойчивости проводят для судна в полном грузу, без груза с 10% запасов и топлива, а также при других специальных нагрузках, неблагоприятных для судна и оговариваемых Правилами.

При определении кренящего момента от динамического действия ветра учитывают величину давления ветра, зависящую от района плавания судна, площади проекции надводной части корпуса и надстроек на ДП (площади парусности), а также от положения ЦТ площади парусности (центра парусности).

Дополнительные требования к остойчивости зависят от типа судна. Для пассажирских судов определяют остойчивость при скоплении пассажиров на одном борту, при этом кренящий момент от скопления пассажиров находят в зависимости от количества пассажиров, возможности допуска их на палубы, площади палуб и плотности размещения пассажиров. Проверяют остойчивость также при повороте судна под действием руля, когда возникает дополнительный кренящий момент.

Для грузовых судов дополнительную проверку остойчивости проводят лишь при высоком положении центра парусности, например при перевозке грузов на палубе на статическое действие ветра.

Для буксиров и толкачей остойчивость проверяют при выполнении поворотов, кроме того, для всех буксиров, а для толкачей, если они оборудованы буксирным устройством, — при поперечном рывке буксирного троса.

Методы определения кренящих моментов, особенно от ветровой нагрузки, а также учет бортовой качки, сил инерции, присоединенной массы воды постоянно уточняют на основе статистических данных и вероятностных методов расчетов, однако основная физическая сущность и принципиальное использование диаграмм остойчивости не изменяются.

Даже если судно удовлетворяет требованиям Речного Регистра РСФСР, оно может оказаться нестойчивым вследствие его неправильной эксплуатации. Для того чтобы осуществлять контроль за остойчивостью и безопасностью плавания, на судне должен быть документ «Информация об остойчивости судна», составленный проектной организацией. Он обязателен для пассажирских, буксирных, рыбопромысловых судов и грузовых судов, перевозящих палубные грузы или сыпучие грузы в трюме, а также для других судов в соответствии с требованиями Регистра.

Этот документ содержит сведения об остойчивости для характерных случаев нагрузки, эксплуатационных ограничениях и конструктивных мероприятиях, необходимых для обеспечения безопасности судна при погрузочно-разгрузочных операциях и при плавании в различных условиях.

## **Б. ХОДКОСТЬ (СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ И СОСТАВОВ)**

### **Глава V**

#### **ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ**

##### **§ 21. Силы, возникающие при установившемся прямолинейном движении судна**

**Понятие о ходкости судов.** Х о д к о с т ь — это способность судна или состава судов перемещаться с некоторой скоростью под действием приложенной к нему движущей силы. Эта сила обычно создается судовыми движителями и при заданной скорости  $v = \text{const}$  должна уравновешивать силу сопротивления окружающей среды — воды и воздуха. Возникновение силы сопротивления обусловлено тем, что движущееся судно непрерывно выводит из состояния равновесия частицы среды и сообщает им некоторую энергию. Эта энергия, затраченная на возмущенное движение жидкости, численно равна работе, ко-

тору должно совершить судно в единицу времени (1 с), чтобы преодолеть силу сопротивления окружающей среды и обеспечить необходимую скорость судна.

Величина силы сопротивления при заданных условиях движения судна зависит от физических свойств среды — плотности и вязкости. При скоростях движения современных судов можно считать, что вода и воздух представляют собой однородные и несжимаемые среды, т. е. плотность воды  $\rho = \frac{\gamma}{g} = \text{const}$  (где  $\gamma$  — удельный вес воды, а  $g$  — ускорение силы тяжести), а плотность воздуха  $\rho_a = \frac{\gamma_a}{g} = \frac{1}{800} \rho$ . Значения кинематических коэффициентов вязкости воды  $\nu$  и воздуха  $\nu_a$  зависят от температуры данной среды  $t^\circ$ . Эти величины связаны с динамическим коэффициентом вязкости соотношением  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  или  $\nu_a = \frac{\mu_a}{\rho_a}$  (причем  $\nu_a \approx 10\nu$  при  $t^\circ = \text{const}$ ).

При изучении ходкости обычно рассматривают случай установившегося движения судна или состава ( $v = \text{const}$ ) в направлении его диаметральной плоскости (ДП), т. е. на прямом курсе. Кроме того, предполагают, что судно или состав судов движется по поверхности водоема, глубина и ширина которого не ограничены, а течение и ветер практически не влияют на скорость. Это позволяет получать сопоставимые данные о скорости различных судов или составов, достижимой на ходовых испытаниях.

**Обтекание судовой поверхности потоком жидкости.** Траектории частиц жидкости, выведенных из положения равновесия движущимся судном, даже при его постоянной скорости, изменяются в данной точке окружающего пространства с течением времени (рис. 45, а). Следовательно, возмущенное движение жидкости, если его рассматривать в неподвижной системе координат  $O\xi\eta\zeta$ , всегда является неустановившимся. Чтобы упростить изучение такого движения жидкости, применяют принцип его обращения. Он заключается в том, что возмущенное движение жидкости около тела, которое перемещается поступательно со скоростью  $v = \text{const}$ , рассматривают в связанной с ним системе координат  $O_1xyz$  (рис. 45, б).

Относительно выбранной таким образом системы координат тело будет неподвижным, а частицы жидкости на бесконечном удалении перед ним приобретают скорость, равную по величине, но противоположную по направлению скорости тела  $v$ . Обращенное движение жидкости является установившимся, а характер обтекания тела определяется видом **линии тока**, в каждой точке которых вектор скорости жидкости  $u$  направлен по касательной к ним (рис. 45, б). Для установившегося потока жидкости линии тока совпадают с траекториями ее частиц.

Наиболее простым для изучения является случай обтекания тела установившимся потоком безграничной идеальной (невязкой) жидкости. Присутствие тела в жидкости приводит к отклонению линий тока около его поверхности по сравнению с их направлением в невоз-

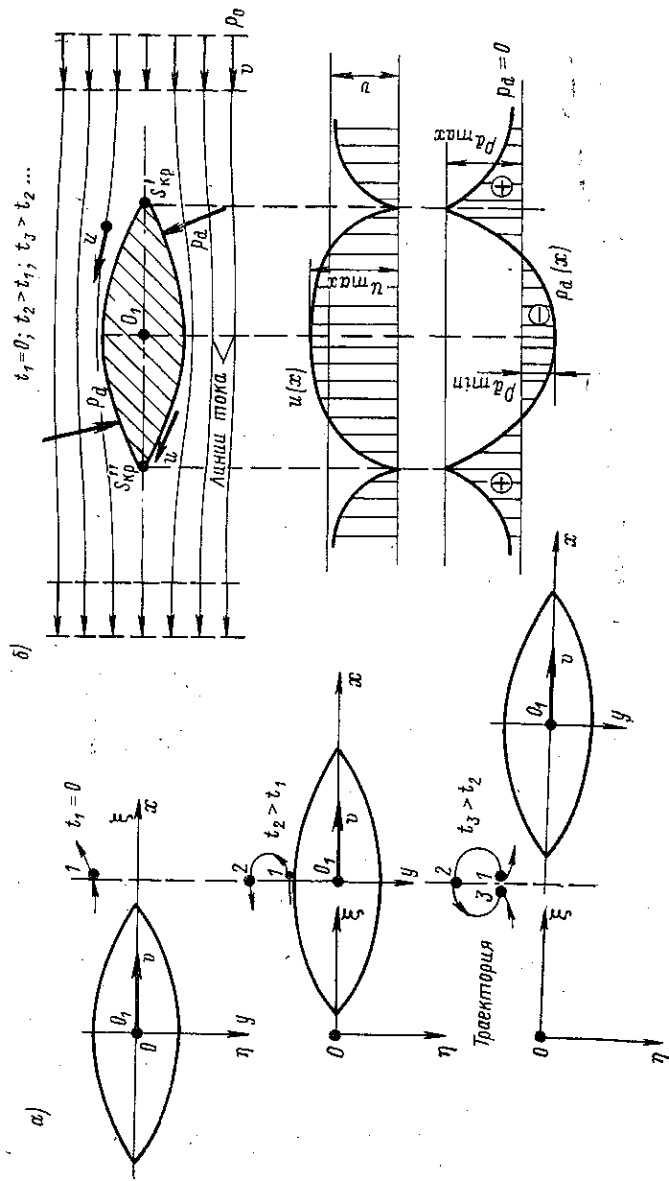


Рис. 45. Обтекание поверхности тела потоком жидкости

мущенном потоке (далеко перед телом). В оконечностях тела расстояние между соседними линиями тока больше, а в средней части тела (наиболее широкой) — меньше, чем расстояние между теми же линиями в невозмущенной жидкости.

В критических точках  $S'_{кр}$  и  $S''_{кр}$ , расположенных на носовой и кормовой кромках тела, скорость обтекания  $u = 0$ . Закон изменения скоростей обтекания  $u(x)$  вдоль поверхности тела, в направлении оси  $O_1x$  (см. рис. 45, б), должен удовлетворять уравнению неразрывности, или сплошности, потока жидкости, выражающему закон сохранения ее массы, которая протекает каждую секунду через любое поперечное сечение потока. Для однородной несжимаемой жидкости ( $\rho = \text{const}$ ) это уравнение вида

$$m = \rho u F = \text{const} \quad (V.1)$$

определяет постоянство объема жидкости  $V_u = uF$ , протекающей в секунду через различные поперечные сечения потока с площадями  $F$ . Из уравнения (V.1) следует, что в оконечностях глубокопогруженного тела, где линии тока разрежены, скорости обтекания поверхности тела  $u < v$  (см. рис. 45, б). В средней же части тела  $u > v$ , а в его миделевом сечении, где расстояние между линиями тока минимальное, достигают максимальной величины  $u_{\text{max}}$ .

Характер распределения полного давления  $p(x)$  по длине глубокопогруженного тела при обтекании установившимся потоком идеальной жидкости можно определить, если применить уравнение Бернулли к точкам, расположенным на контуре тела, представляющем собой одну из линий тока. Это уравнение выражает закон сохранения удельной энергии, которой обладают частицы жидкости (для единицы ее объема), т. е.

$$p + \frac{\rho u^2}{2} + \gamma z = \text{const} \quad (V.2)$$

или

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + z = \text{const}, \quad (V.3)$$

где  $z$  — отстояние рассматриваемых точек линии тока от некоторой горизонтальной плоскости сравнения.

При изучении воздействия потока жидкости на тело необходимо знать только гидродинамическое давление  $p_d$ . Величина  $p_d$  представляет собой разность полного давления в данной точке поверхности тела и давления в невозмущенном потоке жидкости, т. е.  $p_d = p - p_0$ . В рассматриваемом случае  $p_0 = -\gamma z$  (гидростатическое давление), поэтому уравнение (V.2) имеет вид

$$p_d + \frac{\rho u^2}{2} = \text{const}. \quad (V.4)$$

Отсюда следует, что в оконечностях глубокопогруженного тела, где скорости обтекания  $u < v$  (см. рис. 45, б), давления  $p_d > 0$  или  $p > p_0$ . В точках  $S'_{кр}$  и  $S''_{кр}$ , где скорость  $u = 0$ , давление достигает макси-



мальной величины  $p_{d \max} = \frac{1}{2} \rho v^2$ , так как кинетическая энергия жидкости полностью преобразуется в потенциальную энергию. Эта величина давления называется скоростным напором (скоростным давлением). В средней части тела, где скорости  $u > v$ , давление  $p_d < 0$  (или  $p < p_0$ ), причем в минимальном сечении  $p_d = p_{d \min}$ , поскольку здесь  $u = u_{\max}$ .

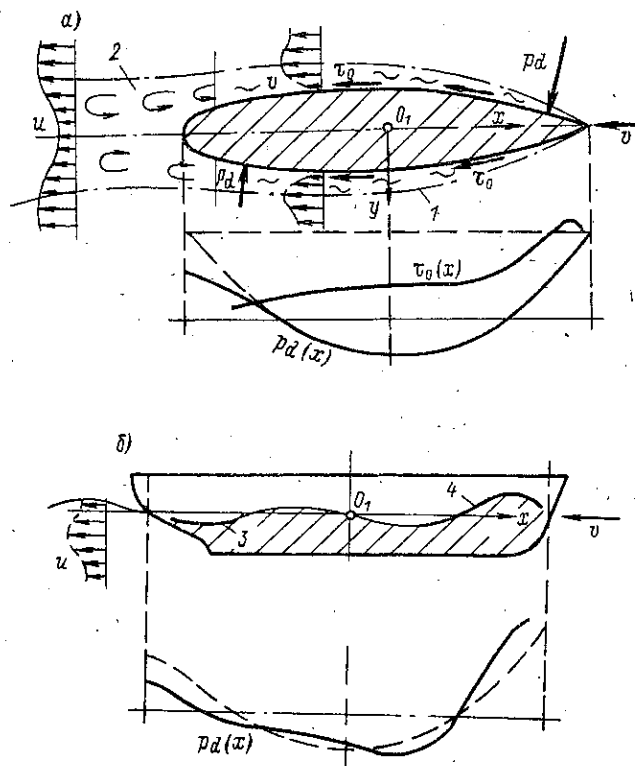


Рис. 46. Возмущенное движение жидкости около корпуса водоизмещающего судна  
 1 — пограничный слой; 2 — спутная струя; 3 — судовые волны кормовой группы; 4 — носовой

Результирующая проекций гидродинамических давлений на направление поступательного движения тела с постоянной скоростью в безграничной идеальной жидкости равна нулю. Следовательно, в данном случае тело не испытывает сопротивления движению (парадокс Эйлера). Это объясняется тем, что скорости жидкости, вызванные движением тела, далеко впереди и позади него убывают по одинаковым законам.

Позади тела, движущегося в вязкой жидкости (рис. 46, а), образуется зона турбулентных возмущений, которая называется спутной

струей и является продолжением тонкого пограничного слоя, непосредственно прилегающего к поверхности тела. Образование слутной струи с вихревым движением жидкости приводит к снижению давлений  $p_d$  в кормовой части тела по сравнению с их значениями в идеальной жидкости. Резкое изменение скоростей жидкости поперек пограничного слоя сопровождается появлением внутри него касательных напряжений  $\tau$ , действующих и на поверхности тела ( $\tau = \tau_0$ ). Касательные напряжения возникают также и при обтекании надводной поверхности судна потоком воздуха. Однако наиболее существенно здесь изменяются давления (аэродинамические).

При движении тела по свободной поверхности жидкости, находящейся под действием сил тяжести, или вблизи нее возникает в общем

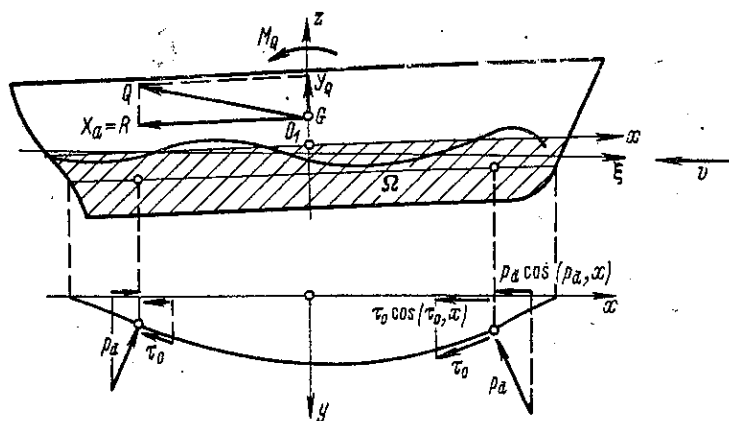


Рис. 47. Действие гидродинамических сил на судно

случае сложная система судовых, или корабельных, волн (рис. 46, б). Они представляют собой колебательные движения частиц жидкости, выведенных из состояния равновесия, и вызывают изменения давлений  $p_d$  на поверхности тела по сравнению с их значениями в безграничной жидкости. В данном случае жидкость можно считать идеальной, поскольку волновые движения ее частиц практически не зависят от вязкости.

**Действие гидро- и аэродинамических сил на судно.** Гидродинамические давления  $p_d$  и касательные напряжения  $\tau_0$ , распределенные по всей смоченной поверхности корпуса движущегося судна  $\Omega$  (см. § 7), могут быть приведены к равнодействующей  $Q$ , приложенной в его центре тяжести (ЦТ)  $G$ , и паре сил с моментом  $M_Q$  относительно поперечной оси  $Gy$  (рис. 47). Поскольку судно движется в направлении ДП, которая является плоскостью симметрии корпуса, то в этой же плоскости будут действовать сила  $Q$  и момент  $M_Q$ . Равнодействующую гидродинамических сил  $Q$  можно разложить на две составляющие — горизонтальную  $X_Q$  и вертикальную  $Y_Q$ .

Горизонтальная составляющая  $X_Q$  равнодействующей  $Q$  направлена в сторону, противоположную поступательному перемещению

судна со скоростью  $v$ , и представляет собой силу сопротивления воды его движению  $R$ . Вертикальная составляющая  $Y_Q$  равнодействующей  $Q$  вызывает изменение средней осадки судна на ходу (всплытие, погружение) и называется гидродинамической силой поддержания, или подъемной силой корпуса. Гидродинамический момент  $M_Q$  приводит к образованию ходового дифферента судна на нос или корму. Изменение посадки судна (средней осадки и дифферента) на ходу вызывает перераспределение сил гидростатического давления (см. § 8) по поверхности  $\Omega$ . В результате этого архимедова сила поддержания  $D$  и продольный восстанавливающий момент  $M_\Phi$  изменяются таким образом, что они уравнивают соответственно силу  $Y_Q$  и момент  $M_Q$ . Суда, у которых посадка на ходу при наибольшей скорости движения остается практически такой же, как и на стоянке, принято называть водоизмещающими. Поскольку углы ходового дифферента в данном случае малы, то для силы  $R$  можно получить выражение

$$R = \iint_{\Omega} [\tau_0 \cos(\tau_0, x) + p_a \cos(p_a, x)] d\Omega. \quad (V.5)$$

Аэродинамические силы, распределенные по надводной поверхности движущегося судна, представляют собой главным образом силы давления воздуха. Горизонтальная составляющая  $R_a$  их равнодействующей называется воздушным сопротивлением. Обычно оно составляет сравнительно небольшую долю полного сопротивления окружающей среды ( $R' = R + R_a \approx R$  при  $\rho_a \ll \rho$ ).

## § 22. Основы теории подобия потоков жидкости около корпуса водоизмещающих судов

**Динамическое подобие потоков жидкости.** Для изучения основных закономерностей движения жидкости около тела (судна) и действующих на него гидродинамических сил необходимо установить некоторые общие параметры (критерии), связывающие исследуемые величины, но не зависящие от размеров и скоростей тела, а также от физических свойств жидкости. Это особенно важно для исследования сопротивления воды, которое для натурального тела («натуры») обычно определяют, пересчитывая результаты испытаний его модели. Условия, обеспечивающие возможность такого пересчета, устанавливаются в теории подобия потоков жидкости, обтекающих тело и его модель (в обратном движении).

Результаты модельных испытаний можно считать достоверными лишь в том случае, если выполняются требования динамического подобия потоков жидкости при обтекании натурального тела и его модели. Согласно этим условиям, линии тока около поверхностей тела и модели должны быть геометрически подобны (рис. 48), а действующие силы в соответственных (одинаково расположенных)

точках потоков жидкости — пропорциональны. При этом предполагается, что геометрические и кинематические характеристики тела и его модели также подобны.

Геометрическое подобие заключается в том, чтобы любые соответственные линейные размеры модели и натурального тела ( $l_m$  и  $l_n$  на рис. 48), а также потоков жидкости (если они имеют внешние границы), должны находиться в постоянном отношении

$$\frac{l_m}{l_n} = \bar{l} = \frac{1}{k},$$

представляющим собой масштаб модели (масштаб геометрического подобия). Очевидно, что между соответственными площадями

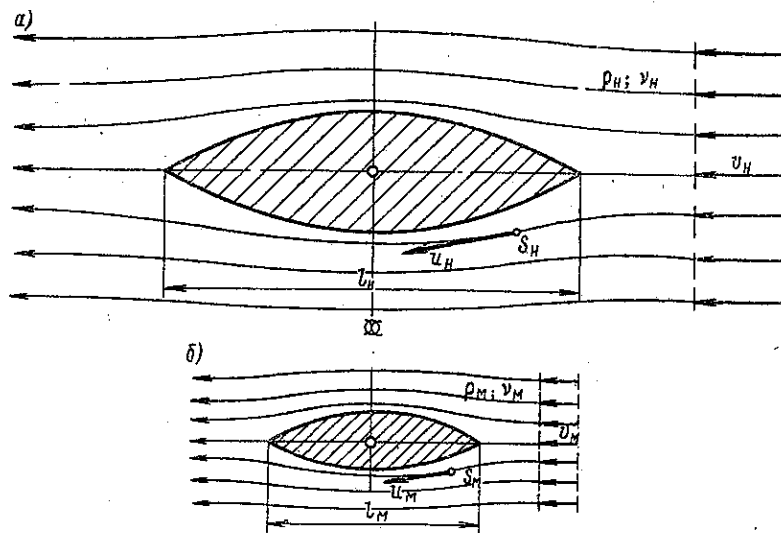


Рис. 48. Потоки жидкости, обтекающие тело (а) и его модель (б)

и объемами геометрически подобных тел должны существовать соотношения

$$\frac{F_m}{F_n} = \bar{l}^2 = \frac{1}{k^2}; \quad \frac{V_m}{V_n} = \bar{l}^3 = \frac{1}{k^3}.$$

Рассматриваемые потоки жидкости считаются кинематически подобными, если ее частицы, расположенные в соответственных точках (см.  $S_m$  и  $S_n$  на рис. 48), описывают траектории, отрезки которых геометрически подобны, за соответственные промежутки времени, находящиеся в постоянном отношении

$$\frac{t_m}{t_n} = \bar{t}.$$

(Эту величину называют масштабом времени.) Тогда между скоростями этих частиц жидкости  $u_m, u_n$  в соответственные моменты

времени получается соотношение (масштаб скорости)

$$\frac{u_m}{u_n} = \frac{v_m}{v_n} = \frac{\frac{dt_m}{dt_n}}{\frac{dt_m}{dt_n}} = \frac{\bar{l}}{\bar{l}} = \bar{v},$$

где  $v_m, v_n$  — скорости потока жидкости, набегающего на модель и тело (или их скорости движения).

Динамическое подобие потоков жидкости позволяет устанавливать соотношения между различными категориями сил, действующих в жидкости. Это распространяется как на силы тяжести  $Q_g$  или инерции  $I$ , пропорциональные массе рассматриваемого объема потока жидкости  $M = \rho V$ , так и на силы давления  $Q_p$  или трения  $Q_\tau$ , распределенные по поверхности  $F$  данного объема. Обычно те или иные силы  $Q$  (например,  $Q_p$ ) сопоставляют с силами инерции  $I$ . Таким образом, между силами, действующими в соответственных точках динамически подобных потоков жидкости, обтекающих модель и натурное тело, должно существовать соотношение (масштаб сил)

$$\frac{Q_m}{Q_n} = \frac{I_m}{I_n} = \bar{Q}, \quad (V.6)$$

причем на основании известного из механики закона Ньютона ( $I = M \frac{du}{dt}$ )

$$\left. \begin{aligned} I_m &= \rho_m V_m \frac{du_m}{dt_m}; \\ I_n &= \rho_n V_n \frac{du_n}{dt_n}. \end{aligned} \right\} \quad (V.7)$$

**Законы и критерии подобия.** Безразмерные параметры, которые учитывают соотношение между отдельными категориями действующих сил, называются критериями динамического подобия потоков жидкости. Эти критерии следуют из законов подобия, которые рассмотрим ниже.

1. Если предполагать, что модель и натурное тело обтекают потоки безграничной идеальной жидкости, то в них будут действовать только силы инерции  $I$  и давления  $Q_p$ . Тогда выражение (V.6) примет вид

$$\bar{Q}_p = \frac{Q_{p_m}}{Q_{p_n}} = \frac{I_m}{I_n},$$

а между силами инерции  $I_m$  и  $I_n$  будет существовать соотношение (если  $\bar{\rho} = \frac{\rho_m}{\rho_n}$  — масштаб плотностей)

$$\frac{I_m}{I_n} = \frac{\rho_m}{\rho_n} \frac{V_m}{V_n} \frac{\frac{du_m}{dt_m}}{\frac{du_n}{dt_n}} = \bar{\rho} \bar{l}^2 \bar{v}^3, \quad (V.8)$$

поскольку

$$\frac{V_M}{V_H} = \bar{l}^3; \quad \frac{du_M}{dt_M} = \frac{\bar{v}}{\bar{t}}; \quad \bar{t} = \frac{\bar{l}}{\bar{v}}.$$

Следовательно, при  $\bar{l}^2 = \frac{F_M}{F_H}$

$$Q_p = \frac{Q_{p_M}}{Q_{p_H}} = \bar{\rho} \bar{l}^2 \bar{v}^3 = \frac{\rho_M u_M^2 F_M}{\rho_H u_H^2 F_H}$$

или

$$\frac{Q_{p_M}}{\rho_M u_M^2 F_M} = \frac{Q_{p_H}}{\rho_H u_H^2 F_H} = C_p, \quad (V.9)$$

где  $u_M, u_H, F_M, F_H$  — некоторые значения скорости и площади, характерные для рассматриваемых потоков жидкости;  $C_p$  — коэффициент пропорциональности в выражениях для сил давления

$$\left. \begin{aligned} Q_{p_M} &= C_p \rho_M u_M^2 F_M; \\ Q_{p_H} &= C_p \rho_H u_H^2 F_H. \end{aligned} \right\} \quad (V.10)$$

Таким образом, силы давления, действующие на соответственные элементы поверхностей тел, пропорциональны плотности жидкости, характерной площади и квадрату характерной скорости (закон подобия Ньютона).

Безразмерную величину

$$\frac{p}{\rho v^2} = Eu, \quad (V.11)$$

пропорциональную коэффициенту  $C_p$ , но выраженную через полное давление  $p = \frac{Q_p}{F}$  и скорость набегающего потока  $v$ , называют числом Эйлера. Величину

$$\frac{p_d}{\rho v^2} = \frac{p - p_0}{\rho v^2} = \bar{p} \quad (V.12)$$

для значения  $p_d = p - p_0$  (см. § 21) называют коэффициентом давления (гидродинамического). Равенство значений  $Eu$  или  $\bar{p}$  при обтекании геометрически подобных тел выражает условие динамического подобия потоков жидкости, в которых действуют силы инерции и силы давления. Если ввести множитель  $1/2$  в значения  $Eu$  или  $\bar{p}$ , то их можно рассматривать как отношение давления ( $p$  или  $p_d$ ) к его максимальной величине ( $p_d = p_{d \max}$ ), которая получается в критических точках тела (см. рис. 45, б) и равна скоростному напору  $\frac{1}{2} \rho v^2$ , входящему также в уравнение (V.2).

2. При обтекании глубокопогруженного тела потоком вязкой жидкости возникают силы трения  $Q_\tau$ . Их можно определить на основании гипотезы Ньютона, согласно которой касательные напряжения  $\tau = \frac{Q_\tau}{F}$ , возникающие между соседними слоями жидкости, равны

$$\tau = \mu \frac{du}{dn} = \rho \nu \frac{du}{dn}. \quad (V.13)$$

Здесь  $\mu = \rho \nu$  — динамический коэффициент вязкости;  $\frac{du}{dn}$  — градиент (перепад) скорости, характеризующий интенсивность ее изменения по нормали к рассматриваемым слоям потока вязкой жидкости.

Выражение (V.6) в данном случае примет вид

$$\bar{Q}_\tau = \frac{Q_{\tau_M}}{Q_{\tau_H}} = \frac{I_M}{I_H},$$

причем из формулы (V.13) следует (если  $\frac{v_M}{v_H} = \bar{v}$ ), что

$$\frac{Q_{\tau_M}}{Q_{\tau_H}} = \frac{\rho_M v_M \frac{du_M}{dt_M}}{\rho_H v_H \frac{du_H}{dt_H}} = \bar{v} \bar{v} \bar{l}. \quad (V.14)$$

Если сопоставить правые части выражений (V.8) и (V.14), то получим

$$\frac{u_M l_M}{v_M} = \frac{u_H l_H}{v_H}. \quad (V.15)$$

Безразмерную величину

$$\frac{ul}{v} = Re, \quad (V.16)$$

которая характеризует соотношение между силами инерции и силами трения в динамически подобных потоках жидкости, называют *числом Рейнольдса*. Равенство (V.15), т. е.  $Re_M = Re_H$ , выражает условие динамического подобия потоков жидкости, в которых существенное значение имеют силы вязкого трения (закон подобия Рейнольдса). В этом случае безразмерная величина

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_0}{\frac{\rho v^2}{2}}, \quad (V.17)$$

называемая *коэффициентом трения*, будет функцией числа  $Re$ . Коэффициент трения характеризует касательные напряжения  $\tau = \tau_0$ , действующие в данной точке поверхности тела при заданной скорости набегающего потока жидкости  $v$ .

3. Если поток идеальной жидкости обтекает тело, находящееся вблизи ее свободной поверхности, то в данном случае необходимо учи-

тывать действие сил тяжести  $Q_g = M_g$ . Тогда выражение (V.6) примет вид

$$\bar{Q}_g = \frac{Q_{g_M}}{Q_{g_H}} = \frac{I_M}{I_H},$$

причем отношение сил тяжести  $Q_{g_M}$  и  $Q_{g_H}$ , действующих на объемы в потоках жидкости, обтекающих модель и натурное тело, (при  $\frac{g_M}{g_H} = \bar{g}$ ) будет

$$\frac{Q_{g_M}}{Q_{g_H}} = \frac{\rho_M V_M g_M}{\rho_H V_H g_H} = \bar{\rho} \bar{g} \bar{l}^3. \quad (V.18)$$

Из сопоставления правых частей выражений (V.8) и (V.18) следует, что (при  $g_M = g_H = g$ )

$$\frac{u_M^2}{gl_M} = \frac{u_H^2}{gl_H}$$

или

$$\frac{u_M}{\sqrt{gl_M}} = \frac{u_H}{\sqrt{gl_H}}. \quad (V.19)$$

Безразмерную величину

$$\frac{u}{\sqrt{gl}} = Fr, \quad (V.20)$$

пропорциональную отношению сил инерции к силам тяжести в динамически подобных потоках жидкости, называют числом Фруда. Следовательно, равенство (V.19), т. е.  $Fr_M = Fr_H$ , выражает условие динамического подобия потоков жидкости, в которых существенное значение имеют силы тяжести (закон подобия Фруда). По своему кинематическому смыслу величина  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gl}}$  является относительной скоростью движения тела (при замене значения  $u$  на  $v$ ).

### § 23. Практическое применение теории подобия потоков жидкости

**Общая формула для сопротивления воды.** В формулу (V.5) для сопротивления воды  $R$  входят касательные напряжения  $\tau_0$  и гидродинамические давления  $p_d$ , распределенные по смоченной поверхности судна  $\Omega$ . Если на основании выражений (V.17) и (V.12) представить значения  $\tau_0$  и  $p_d$  в безразмерном виде, то можно получить общую формулу для сопротивления

$$R = \frac{\rho v^2}{2} \Omega \iint_{\Omega} \left[ \frac{2\tau_0}{\rho v^2} \cos(\tau_0, x) + \frac{2p_d}{\rho v^2} \cos(p_d, x) \right] \frac{d\Omega}{\Omega} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (V.21)$$

которая содержит величину

$$\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega} = \iint_{\Omega} [\bar{\tau} \cos(\tau_0, x) + \bar{p} \cos(p_d, x)] \frac{d\Omega}{\Omega} \quad (V.22)$$



и отвечает принципам теории подобия потоков жидкости (см. § 22). В качестве характерных значений скорости и площади в этой формуле соответственно приняты скорость движения судна  $v$  (относительно воды) и его смоченная поверхность  $\Omega$ .

Безразмерная величина  $\zeta$ , входящая в формулу (V.21) и определяемая выражением (V.22), называется коэффициентом сопротивления. Его величина зависит от формы поверхности  $\Omega$  (через направляющие косинусы), а также от чисел Рейнольдса  $Re$  и Фруда  $Fr$ , функцией которых при движении судна по поверхности воды являются значения  $\tau$  и  $\rho$ . Из сказанного следует, что основная задача изучения и расчета сопротивления воды  $R$  — установить вид зависимости

$$\zeta = \zeta(Re, Fr) \quad (V.23)$$

для данного судна в выбранных условиях движения.

Числа  $Re$  и  $Fr$ , соответствующие зависимости (V.23), могут быть определены на основании общих выражений (V.16) и (V.20), если принять в них скорость судна  $v$  в качестве характерного значения. Характерным линейным размером в этих выражениях для водоизмещающих судов (см. § 21) может служить расчетная длина корпуса  $L$  по ватерлинии (в данном случае  $L \approx \text{const}$ ). Тогда

$$Re = \frac{vL}{\nu}, \quad (V.24)$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}. \quad (V.25)$$

Для водоизмещающих судов эти параметры изменяются в пределах  $Re \approx 10^7 \div 10^9$  и  $Fr \approx 0,10 \div 0,35$  (при расчетной скорости судна).

Условия моделирования силы сопротивления. На основании формулы (V.21) можно сделать важный вывод, позволяющий моделировать гидродинамические силы, например, силу сопротивления воды  $R$ . Этот вывод заключается в том, что коэффициенты полного сопротивления  $\zeta$  для геометрически подобных тел (судна и его модели), одинаково расположенных по отношению к установившемуся потоку жидкости, будут равны, если одновременно соблюдаются требования различных законов динамического подобия.

Закон подобия Ньютона является следствием только геометрического подобия тел. Поэтому он всегда удовлетворяется, если при моделировании сопротивления воды одновременно выполняются требования законов подобия Фруда и Рейнольдса, т. е.

$$\zeta_m = \zeta_n \quad (V.26)$$

при

$$Fr_m = Fr_n; \quad Re_m = Re_n$$

или

$$\frac{v_m}{\sqrt{gL_m}} = \frac{v_n}{\sqrt{gL_n}}; \quad \frac{v_m L_m}{\nu_m} = \frac{v_n L_n}{\nu_n}. \quad (V.27)$$

Из равенств (V.27) для потоков жидкости, имеющих практически одинаковые характеристики вязкости ( $\nu_m \approx \nu_n$ ), получим следующее соотношение между скоростями движения геометрически подобных тел (модели, выполненной в масштабе  $\frac{1}{k} = \bar{l} = \frac{L_m}{L_n}$ , и судна):

$$\bar{v}_F = \frac{v_m}{v_n} = \sqrt{\frac{L_m}{L_n}} = \sqrt{\frac{1}{k}} < 1, \quad (V.28)$$

$$\bar{v}_R = \frac{v_m}{v_n} = \frac{L_n}{L_m} = k > 1. \quad (V.29)$$

Требования (V.28) и (V.29) противоречивы, поэтому технически невозможно моделировать полное сопротивление  $R$ , возникающее при движении судна по поверхности жидкости с примерно одинаковыми характеристиками вязкости ( $\nu_m \approx \nu_n$ ).

**Разделение сопротивления воды на составляющие.** Чтобы упростить изучение, расчет и моделирование сопротивления воды  $R$ , вводят предположение о возможности его разделения на составляющие, практически не зависящие друг от друга. Физически более обоснованно представить сопротивление  $R$  (или коэффициент  $\zeta$ ) как сумму двух составляющих, которые соответствуют видам возмущенного движения жидкости, возникающим около корпуса судна (см. § 21) и обусловленным ее свойствами (вязкостью и весомостью). Следовательно,

$$R = R_v + R_w. \quad (V.30)$$

Составляющую  $R_v$ , определяемую характером движения жидкости в пограничном слое судна, принято называть вязкостным сопротивлением. Составляющую  $R_w$ , зависящую от интенсивности волновых движений жидкости, называют волновым сопротивлением. По аналогии с общей формулой (V.21) получим

$$R_v = \zeta_v \frac{\rho v^2}{2} \Omega; \quad (V.31)$$

$$R_w = \zeta_w \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (V.32)$$

где  $\zeta_v$  и  $\zeta_w$  — коэффициенты вязкостного и волнового сопротивления, зависящие только от одного из критериев динамического подобия. При этом

$$\zeta_v = \zeta_v(Re); \quad \zeta_w = \zeta_w(Fr). \quad (V.33)$$

Сопротивление воды  $R$  можно разделить и на другие составляющие, каждая из которых связана с определенным направлением воздействия гидродинамических сил на смоченную поверхность судна  $\Omega$  (см. рис. 47). Это также следует из формулы (V.5), если представить ее в виде

$$R = R_f + R_d, \quad (V.34)$$

где

$$R_f = \iint_{\Omega} \tau_0 \cos(\tau_0, x) d\Omega; \quad (V.35)$$

$$R_d = \iint_{\Omega} p_d \cos(p_d, x) d\Omega. \quad (V.36)$$

Составляющая  $R_f$ , равная проекции равнодействующей распределенных по смоченной поверхности  $\Omega$  касательных напряжений  $\tau_0$  на направление скорости судна  $v$ , называется сопротивлением трения. Составляющую  $R_d$ , которая представляет собой проекцию равнодействующей распределенных по той же поверхности гидродинамических давлений  $p_d$  на направление скорости  $v$ , принято называть сопротивлением давления. Аналогично выражениям (V.31), (V.32)

$$R_f = \zeta_f \frac{\rho v^2}{2} \Omega; \quad (V.37)$$

$$R_d = \zeta_d \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (V.38)$$

где  $\zeta_f$  и  $\zeta_d$  — коэффициенты сопротивления трения и давления. Причем

$$\zeta_f = \zeta_f(\text{Re}); \quad \zeta_d = \zeta_d(\text{Re}, \text{Fr}). \quad (V.39)$$

Сопротивление  $R_v$  или  $R_d$ , в свою очередь, целесообразно разделить на составляющие, каждая из которых зависела бы только от одного из основных свойств жидкости и одного из направлений ее воздействия на смоченную поверхность судна (подобно  $R_w$  или  $R_f$ ). В соответствии с этим можно принять, что

$$R_v = R_f + R_s; \quad R_d = R_s + R_w. \quad (V.40)$$

Составляющая  $R_s$  представляет собой часть силы  $R_v$  или  $R_d$ , обусловленную влиянием вязкости жидкости (пограничного слоя) на распределение гидродинамических давлений  $p_d$  вдоль смоченной поверхности судна  $\Omega$ , и называется сопротивлением формы, или вихревым сопротивлением.

Как и ранее,

$$R_s = \zeta_s \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (V.41)$$

где  $\zeta_s$  — коэффициент сопротивления формы (вихревого), причем

$$\zeta_s = \zeta_s(\text{Re}). \quad (V.42)$$

Таким образом, полное сопротивление воды  $R$  можно представить как сумму составляющих

$$R = R_v + R_w = (R_f + R_s) + R_w \quad (V.43)$$

или

$$R = R_f + R_d = R_f + (R_s + R_w). \quad (V.43a)$$

Соответственно этому запишем коэффициент  $\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega}$ , определяемый зависимостью (V.23), в виде

$$\zeta = \zeta_v + \zeta_w = (\zeta_f + \zeta_s) + \zeta_w \quad (V.44)$$

или

$$\zeta = \zeta_f + \zeta_d = \zeta_f + (\zeta_s + \zeta_w). \quad (V.44a)$$

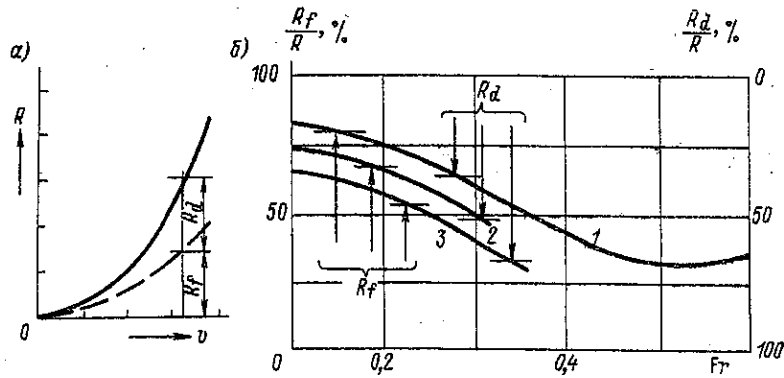


Рис. 49. Соотношение между составляющими сопротивления воды  
1, 2, 3 — соответственно для пассажирских при  $\bar{L} = 7,5 - 9,0$ , грузовых при  
 $\bar{L} = 5,5 - 7,0$  и буксирных судов при  $\bar{L} = 4,0 - 5,5$

Разделение сопротивления на составляющие, приведенные в выражениях (V.43) и (V.44), физически более обосновано, чем указанное в выражениях (V.43a) и (V.44a). Однако последние удобнее для моделирования и расчета сопротивления воды  $R$ .

Основными практическими задачами, связанными с изучением сопротивления воды, являются разработка достаточно надежных методов определения величины  $R$  и наиболее рациональных способов ее снижения. Для решения этих задач необходимо иметь представление о доле отдельных составляющих в полной величине  $R$  при различных скоростях движения судов  $v$  (рис. 49, а).

Соотношение между составляющими  $R_f$  и  $R_d = R_s + R_w$  (или значениями  $\zeta_f$  и  $\zeta_d = \zeta_s + \zeta_w$ ) для водоизмещающих судов зависит главным образом от числа Фруда  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$  и относительной

длины корпуса  $\bar{L} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$  (рис. 49, б).

СОСТАВЛЯЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ  
ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ

## § 24. Сопротивление трения

Свойства и характеристики пограничного слоя. Сопротивление трения  $R_f$  (см. определение в § 23) обусловлено действием касательных напряжений  $\tau = \tau_0$ , распределенных по смоченной поверхности движущегося судна и возникающих в результате образования около нее весьма тонкого пограничного слоя вязкой жидкости. Его свойства и характеристики можно довольно просто выявить, если рассмотреть обтекание тонкой пластины, смоченная поверхность которой расположена в направлении скорости  $v = \text{const}$  невозмущенного потока вязкой жидкости, т. е. по оси  $Ox$  на рис. 50, а. В данном случае возникает только сопротивление трения  $R_f$ , а сопротивление давления  $R_d = 0$ , как это следует соответственно из формул (V.35) и (V.36).

Причиной образования пограничного слоя является «прилипание» частиц потока вязкой жидкости к смоченной поверхности пластины (или тела) вследствие действия молекулярных сил сцепления (внутреннего трения). В результате происходит резкое изменение (перепад) скоростей частиц жидкости  $\frac{\partial u}{\partial n} = \frac{\partial u}{\partial y}$  поперек пограничного слоя,

т. е. по нормали к поверхности пластины. Поскольку рассматривается обращенное движение жидкости (см. § 22), то на поверхности пластины ( $y = 0$ ) скорости равны нулю  $u = 0$ , а на некотором расстоянии от нее ( $y = \delta_x$ ), которое условно принимается за толщину пограничного слоя, достигают наибольшего значения  $u_\delta = u_{\text{max}}$ .

Вне пределов пограничного слоя ( $y > \delta_x$ ) внутреннее трение между частицами жидкости пренебрежимо мало. Поэтому жидкость здесь можно считать невязкой (идеальной), а движение ее частиц — безвихревым (потенциальным). Следовательно, распределение скоростей вдоль границы слоя (при  $y = \delta_x$ ) будет таким же, как и при обтекании поверхности пластины (или тела) потоком идеальной жидкости. В данном случае вдоль границы слоя скорости  $u = v$  (или  $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ ), а продольный перепад давления  $\frac{\partial p_d}{\partial x} = 0$ , поскольку в пределах длины пластины ( $0 < x < L$ ) поток идеальной жидкости остается невозмущенным.

Из сказанного следует, что пограничный слой под тормаживает движение частиц вязкой жидкости вблизи поверхности пластины и как бы оттесняет от нее внешний поток идеальной жидкости. Количество заторможенной жидкости, а следовательно, и толщина пограничного слоя  $\delta_x$  непрерывно увеличиваются вдоль поверхности пластины (или тела).

Движение отдельных частиц жидкости внутри пограничного слоя всегда является вихревым, но может иметь различный режим — ламинарный или турбулентный. Режим движения жидкости внутри по-

границного слоя определяется значением числа Рейнольдса  $Re$ , которое для пластины, как и для судна, можно вычислить по формуле (V.24). Для оценки режима движения жидкости в данном поперечном сечении этого слоя используем число  $Re = Re_x$  из выражения (V.16), которое содержит в качестве характерного линейного размера расстояние сечения  $x$  от носовой кромки пластины, т. е.  $Re_x = \frac{vx}{\nu}$ . Значения  $Re_x = Re_{x_{кр}} = \frac{vx_{кр}}{\nu}$ , при достижении которых возможна потеря устойчивости ламинарного режима вязкой жидкости, принято на-

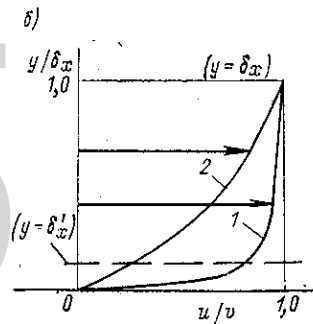
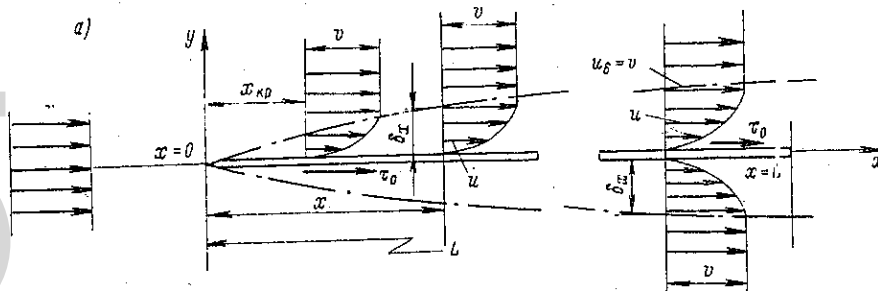


Рис. 50. Пограничный слой у поверхности плоской пластины

зывать критическими числами Рейнольдса. Если  $Re_x \geq Re_{x_{кр}}$ , то ламинарный режим движения переходит в турбулентный, но не сразу по всей длине пластины  $L$ , а начиная с некоторого расстояния  $x_{кр}$  от ее носовой кромки.

Интенсивное перемешивание масс жидкости в турбулентном пограничном слое приводит к выравниванию скоростей потока (осредненных по времени). Вследствие этого их распределение поперек пограничного слоя становится более равномерным, чем при ламинарном режиме движения (см. эпюры 1 и 2 на рис. 50, б). Однако этот закон не распространяется на весьма узкую область турбулентного пограничного слоя, расположенную непосредственно у поверхности пластины, где, как у твердой стенки, невозможны поперечные пульсации скоростей потока. Поэтому здесь сохраняется слоистое движение жид-

кости. Распределение ее скоростей поперек пограничного слоя в этой области, называемой ламинарным подслоем, или ламинарной пленкой, близко к линейному.

Если на поверхности пластины имеются неровности (бугорки шероховатости), но их высота  $\Delta_{ш}$  значительно меньше толщины ламинарного подслоя  $\delta'_x \approx 0,01 \delta_x$ , т. е. они глубоко погружены в него, то потоки жидкости обтекают их с ничтожно малыми скоростями, без срыва вихрей. Поверхность такой пластины (или тела) считают гидродинамически гладкой.

Перемешивание частиц жидкости, вызванное высокочастотными пульсациями их скоростей, эквивалентно резкому увеличению вязкости. Поэтому касательные напряжения  $\tau$ , действующие в турбулентном потоке внутри пограничного слоя, оказываются значительно больше, чем при ламинарном режиме движения жидкости. Касательные напряжения  $\tau = \tau_0$ , возникающие непосредственно на поверхности пластины, распределены по ее длине неравномерно. На носовой кромке (при  $x = 0$ ) напряжения  $\tau_0 = 0$ , вблизи нее резко возрастают до некоторого максимума, а по мере приближения к кормовой кромке пластины ( $x = L$ ) значения  $\tau_0$  интенсивно убывают. Поэтому основную часть сопротивления трения  $R_f$  создают касательные напряжения (см. рис. 46, а), действующие в пределах  $3/4$  длины поверхности пластины (тела).

Экстраполяторы трения для гладкой судовой поверхности. Сопротивление трения для судна, движущегося с заданной скоростью, зависит в общем случае от размеров и формы смоченной поверхности корпуса, а также от степени ее шероховатости. При моделировании силы  $R_f$  возникают значительные технические трудности, так как необходимо выполнить требования закона подобия Рейнольдса (см. § 23). Поэтому на практике обычно пользуются упрощенными расчетными методами определения силы  $R_f$ , основанными на результатах экспериментально-теоретического исследования пограничного слоя у поверхности пластины.

Ламинарный режим движения жидкости в пограничном слое пластины с гидродинамически гладкой поверхностью ( $\Delta_{ш} \ll \delta'_x$ ) теряет устойчивость и переходит в турбулентный при минимальном значении  $Re_{x_{кр}} \approx (3 \div 5) \cdot 10^5$ . При  $Re_x \geq Re_{x_{кр}}$  протяженность ламинарного участка, возникающего у носовой кромки пластины, становится пренебрежимо малой по сравнению с ее длиной, т. е.  $x_{кр} \ll L$ . Поскольку это справедливо и для судов ( $Re \approx 10^7 - 10^8$ ), то практически важно исследовать лишь турбулентный пограничный слой пластины.

Сопротивление трения гладкой пластины  $R_f$  можно определить по формуле (V.37). Коэффициент сопротивления трения  $\zeta_f$ , входящий в эту формулу, зависит только от режима движения жидкости в пограничном слое, т. е. от значений числа  $Re$ , определяемых по выражению (V.24). Зависимость  $\zeta_f(Re)$  для гладкой пластины при турбулентном режиме движения жидкости показана графически на рис. 51 в виде кривой 1. Здесь же для сравнения нанесена кривая 2, которая соответствует полностью ламинарному режиму движения жидкости

в пограничном слое гладкой пластины. Из рис. 51 видно, что в первом случае значения  $\zeta_f$  оказываются больше, чем во втором. Это объясняется указанным ранее резким возрастанием касательных напряжений  $\tau$  в турбулентном потоке жидкости. Если у поверхности пластины образуется пограничный слой с переходным режимом движения жидкости (частично ламинарным), то значения  $\zeta_f$  зависят от степени возмущений набегающего потока, т. е. числа  $Re_{x_{кр}}$ . Тогда зависимости  $\zeta_f$  ( $Re$ ) будут соответствовать несколько кривых 3 на рис. 51 в переходной области чисел  $Re$ .

Сопротивление трения  $R_f$  для поверхности корпуса судна, если считать ее гидродинамически гладкой, обычно находят по формуле (V.35). Входящий в нее безразмерный коэффициент  $\zeta_f$  принимают рав-

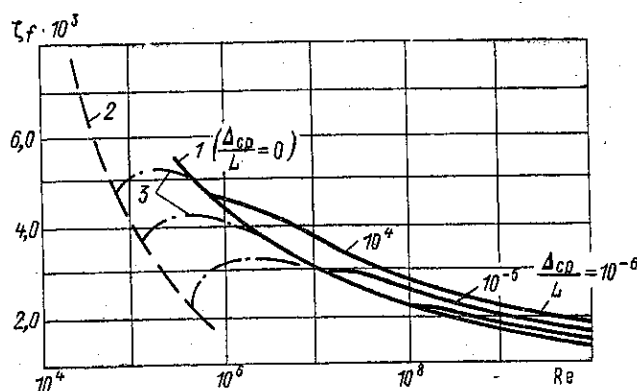


Рис. 51. Коэффициент сопротивления трения пластины

ным его значению для так называемой эквивалентной пластины (гладкой). Под этим термином условно понимают плоскую тонкую пластину прямоугольной формы, имеющую одинаковые с судном длину  $L$ , смоченную поверхность  $\Omega$ , скорость набегающего потока  $v$  (в обратном движении) и режим обтекания в пограничном слое.

Методы расчета значений  $\zeta_f$  ( $Re$ ), основанные на экстраполяции результатов исследования турбулентного пограничного слоя у поверхности пластины на случай обтекания судовой поверхности, принято называть экстраполяторами трения. В отечественном судостроении в качестве такого экстраполятора используют формулу Прандтля—Шлихтинга (см. кривую 1 на рис. 51).

**Влияние кривизны и шероховатости судовой поверхности.** Подводная часть корпуса судна обычно представляет собой сложную поверхность; имеющую двойную кривизну — продольную и поперечную (см. § 5). Следовательно, применение экстраполяторов трения для такой поверхности влечет за собой некоторые погрешности в определении значений  $\zeta_f$  ( $Re$ ). Поэтому коэффициент сопротивления трения  $\zeta_f$



для криволинейной судовой поверхности (гладкой) будет несколько отличаться от соответствующего значения  $\zeta_f$ , для эквивалентной пластины. Величину

$$a_f = \frac{\zeta_f}{\zeta_{f_0}} \quad (\text{VI.1})$$

называют коэффициентом влияния кривизны поверхности (на сопротивление трения). Для судовых обводов она обычно равна 1,02 — 1,08 при  $\frac{L}{B} = 10-5$  соответственно. Столь малое влияние кривизны судовых обводов на сопротивление трения  $R_f$  (или коэффициент  $\zeta_f$ ) обусловлено тем, что силы давления во внутренней области пограничного слоя ( $y \leq 0,15 \delta_x$ ) значительно меньше, чем силы вязкости, и эпюра скоростей  $u(y)$  мало зависит здесь от перепада давления ( $\frac{\partial p_a}{\partial x} \neq 0$ ).

Поверхность наружной обшивки корпуса, даже при высоком качестве ее покрытия сразу после окончания постройки судна, нельзя считать гидродинамически гладкой. Под термином «шероховатость» (общая или местная) корпуса (тела или пластины) понимают многочисленные неровности его поверхности — бугорки. Если их высота  $\Delta_{ш}$  сопоставима с толщиной ламинарного подслоя  $\delta'_x \ll \delta_x$ , то потоки жидкости будут обтекать бугорки с достаточно высокими скоростями, вследствие чего произойдет отрыв турбулентного потока жидкости от судовой поверхности и образуются местные завихрения.

Общая шероховатость (в основном неровности) порождена свойствами материала наружной обшивки и особенностями обработки ее поверхности, а также свойствами защитных покрытий и способами их нанесения. Местная шероховатость (валики сварных швов или заклепочные головки, а также различные углубления) обусловлена конструктивными особенностями корпуса, наличием ниш и вырезов в наружной обшивке его подводной части.

На практике обычно используется упрощенный способ совместной оценки влияния всех видов шероховатости судовой поверхности на сопротивление воды. Согласно этому способу, основанному на сопоставлении результатов модельных и натуральных испытаний, дополнительное сопротивление, вызванное шероховатостью судовой поверхности, принято учитывать общей надбавкой  $\Delta\zeta_f$  к величине  $\zeta_f$  (Re) для гладкой эквивалентной пластины. С учетом такой надбавки на шероховатость подводной поверхности корпуса судна (при  $\zeta_{f_0} = \zeta_f$ ) сопротивление трения

$$R_f = (\zeta_f + \Delta\zeta_f) \frac{\rho v^3}{2} \Omega. \quad (\text{VI.2})$$

Основная часть надбавки  $\Delta\zeta_f$  (до 60%) обусловлена дополнительным сопротивлением трения

$$\Delta R_f = \Delta\zeta_f \frac{\rho v^3}{2} \Omega \quad (\text{VI.3})$$

защитного покрытия (окраски) листов наружной обшивки корпуса судна. Неровности свежескрашенной поверхности листов обшивки образуют нерегулярную по своей структуре микроволнистость, или техническую шероховатость. Обтекание ее бугорков, имеющих вид пологих микроволн со средней высотой  $\Delta_{\text{ср}}$ , даже при высоких скоростях турбулентного потока жидкости, происходит без срыва вихрей. Поэтому при увеличении скоростей потока (или чисел  $Re$ ) коэффициент сопротивления трения  $\zeta_f$  для листов наружной обшивки отличается от его значения для гладких пластин той же длины  $L$  на величину, зависящую от степени шероховатости — отношения  $\frac{\Delta_{\text{ср}}}{L}$  (см. рис. 51).

Следовательно, величина  $\Delta\zeta_f$ , входящая в формулу (VI.2), получается практически постоянной при всех числах  $Re$ , соответствующих допустимым пределам изменения скоростей данного судна. Однако численные значения  $\Delta\zeta_f$  для различных судов обычно находятся в пределах 20—30%  $\zeta_{f_0}$  и зависят от конструктивных и технологических особенностей их корпуса, а также от состояния защитного покрытия наружной обшивки. Значения  $\Delta\zeta_f$  косвенно учитывают и некоторую погрешность принятого способа пересчета результатов модельных испытаний на натуре.

#### § 25. Сопротивление формы. Дополнительные составляющие вязкостного сопротивления

Влияние пограничного слоя на распределение давления вдоль судовой поверхности. Сопротивление формы  $R_s$  (см. определение в § 23) возникает в результате влияния пограничного слоя на распределение гидродинамического давления  $p_d$  вдоль смоченной поверхности судна. Характер этого влияния существенно зависит от структуры пограничного слоя в кормовой оконечности судна, где он достигает наибольшей толщины  $\delta_x$ , а затем переходит в спутную струю (см. рис. 46). Следовательно, основные закономерности сопротивления формы  $R_s$  можно выявить, если сопоставить распределение гидродинамического давления  $p_d(x)$  вдоль поверхности тела, глубокопогруженного в установившийся поток идеальной и вязкой жидкости. Очевидно, что в обоих случаях отсутствует волнообразование (т. е.  $R_w = 0$ ), а сопротивление давления  $R_d = R_s + R_w = R_s$ . Если жидкость предполагается идеальной, то эпюра давления  $p_d(x)$  для глубокопогруженного тела будет иметь вид, показанный на рис. 45, б, а сопротивление  $R_d = R_s = 0$ .

При обтекании тела потоком вязкой жидкости ее частицы в пограничном слое (см. § 24), двигаясь от носовой оконечности к кормовой, испытывают тормозящее действие сил вязкости. У тел с криволинейной поверхностью процесс торможения частиц жидкости по мере приближения к кормовой оконечности усиливается из-за возрастания давления, т. е. его перепада  $\frac{\partial p_d}{\partial x} > 0$ . Поскольку через любое поперечное сечение потока в единицу времени должно протекать одно и то же ко-

личество жидкости (см. § 21), торможение ее частиц в пограничном слое будет сопровождаться смещением линий тока внешнего течения от поверхности тела по сравнению с их направлением в идеальной жидкости.

Такое отклонение линий тока вызывает появление дополнительных скоростей (поперечных) во внешнем потоке жидкости. Они увеличиваются по мере приближения к кормовой оконечности тела, как это следует из уравнения (V.4), и приводят к снижению действующих давлений (см. рис. 46, а) по сравнению с их значениями при отсутствии пограничного слоя. Следовательно, равновесие между продольными составляющими сил давления в носовой и кормовой оконечностях тела нарушается. Равнодействующая этих сил направлена в сторону, противоположную перемещению тела, и в данном случае представляет собой сопротивление формы  $R_s = R_d$ .

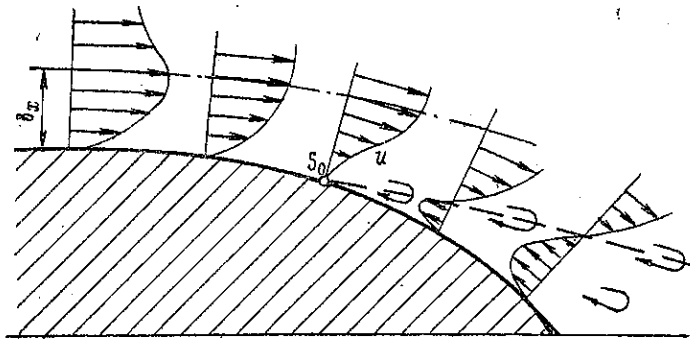


Рис. 52. Отрыв пограничного слоя от поверхности плохо обтекаемого тела

Рассмотренные явления практически полностью определяют относительно небольшое снижение давлений  $p_d$  у тел, которые принято называть хорошо обтекаемыми. Продольная кривизна поверхности в кормовой оконечности таких тел настолько мала, что давление  $p_d$  здесь возрастает, но не резко, т. е. его перепад сравнительно невелик  $\frac{dp_d}{dx} > 0$ . Вследствие этого не происходит интенсивного торможения частиц жидкости вблизи кормовой оконечности тела, и пограничный слой плавно сходит с нее.

Однако отмеченные выше явления не могут привести к существенному снижению давления  $p_d$ , происходящему в кормовой оконечности плохо обтекаемых тел, продольная кривизна поверхности которых в кормовой оконечности велика. Под действием интенсивно возрастающего давления  $p_d$  кинетическая энергия частиц жидкости в пограничном слое быстро преобразуется в потенциальную энергию (см. § 21) и лишь частично расходуется на преодоление сил вязкости. В результате на некотором расстоянии от точки минимума давления  $p_d(x)$

кинетическая энергия частиц жидкости, расположенных вблизи поверхности тела, будет равна нулю. Здесь (в точке  $S_0$  на рис. 52) происходит отрыв пограничного слоя от поверхности тела. За точкой  $S_0$  по направлению к корме возникает обратный поток жидкости, направленный в сторону понижающегося давления ( $\frac{\partial p_d}{\partial x} < 0$ ) и отесняющий пограничный слой от поверхности тела. Поверхность раздела потоков жидкости с противоположным направлением движения ее частиц неустойчива и разрушается, образуя отдельные крупные вихри (рис. 52). За кормой тела они переходят в спутную струю, где возникают вихревые дорожки или более сложные вихревые системы.

Положение точки отрыва пограничного слоя от поверхности тела может изменяться по его длине в зависимости от режима движения жидкости внутри пограничного слоя. Так, при турбулентном режиме движения точка  $S_0$  будет находиться дальше в корму тела от зоны минимального давления, чем при ламинарном. Это объясняется выравниванием скоростей жидкости поперек турбулентного пограничного слоя (см. рис. 50, б) и соответствующим увеличением запаса их кинетической энергии вблизи поверхности тела. Следовательно, при переходе ламинарного пограничного слоя в турбулентный должна уменьшаться ширина области вихреобразования за кормой плохо обтекаемого тела.

**Основные закономерности сопротивления формы.** Величину сопротивления  $R_s$ , возникающего у хорошо и плохо обтекаемых тел, можно определить по формуле (V.41), если известны значения входящего коэффициента  $\zeta_s$ . В общем случае они являются для данного тела функцией чисел  $Re$ . Однако зависимости  $\zeta_s(Re)$  для хорошо и плохо обтекаемых тел имеют принципиальные различия (рис. 53).

Структура потока вязкой жидкости в спутной струе за кормой хорошо обтекаемых тел с гидродинамически гладкой поверхностью остается практически такой же (см. рис. 46, а), как и во всем пограничном слое. Поэтому зависимость  $\zeta_s(Re)$  (см. кривую 1 на рис. 53) по своему характеру в данном случае близка к зависимости  $\zeta_f(Re)$  для коэффициента сопротивления турбулентного трения гладких пластин. Численные значения  $\zeta_s$  для таких тел относительно малы, поскольку снижение давлений  $p_d$  в их кормовой оконечности из-за вязкости жидкости невелико.

Отдельные крупные вихри, образующиеся в кормовой оконечности плохо обтекаемых тел за точкой отрыва пограничного слоя от их поверхности (см. рис. 52), обладают интенсивным подсосывающим действием. Этим объясняется резкое дополнительное снижение давлений  $p_d$  в кормовой оконечности тела по сравнению с их значениями в носовой оконечности. Вследствие этого значения  $\zeta_s$  при прочих равных условиях получаются в несколько раз больше (см. кривую 2 на рис. 53), чем в предыдущем случае. Величину  $R_s$  для плохо обтекаемых тел вполне обоснованно называют вихревым сопротивлением.

Характер зависимости  $\zeta_s(Re)$  у таких тел определяется положением точки  $S_0$  отрыва пограничного слоя по их длине и соответствующо-

щим изменением ширины области вихреобразования. Резкое снижение значений  $\zeta_s$  (см. кривую 2 на рис. 53), обусловленное смещением этой точки по направлению к корме тела в результате турбулизации пограничного слоя, принято называть кризисом сопротивления (вихревого) у плохо обтекаемых тел, а отвечающее этому явлению значение  $Re$  критическим числом Рейнольдса  $Re_{кр}$  (см. также § 24). Если  $Re > Re_{кр}$ , то положение точки отрыва пограничного слоя по длине тела остается почти неизменным, вследствие чего давление  $p_d$  в его корме (за точкой  $S_0$ ) практически постоянное. Поэтому при  $Re > Re_{кр}$  наблюдается так называемая зона автомодельности, в которой  $\zeta_s \approx const$  (рис. 53).

Таким образом, сопротивление формы при заданной скорости и выбранных главных размерах судов существенно зависит от типа обводов корпуса в кормовой оконечности. Современные суда по очертаниям подводной части корпуса обычно близки к хорошо обтекаемым телам, у которых значения  $\zeta_s$ , входящие в формулу (V.41), малы по сравнению с величиной коэффициента сопротивления трения  $\zeta_f = \zeta_{f_0}$  для эквивалентной гладкой пластины (см. § 24).

**Дополнительные составляющие вязкостного сопротивления.** Различные конструктивные детали, которые расположены на подводной поверхности судна, нарушают плавность ее очертаний и имеют поперечные размеры, соизмеримые с толщиной пограничного слоя (см. § 24), принято называть выступающими частями корпуса. К выступающим частям, сопротивление которых  $\Delta R_s$  обычно добавляют к сопротивлению так называемого голого корпуса (без этих частей) относятся гребные валы, их кронштейны или выкружки, скуловые кили, брусковый киль, рудерпост и т. д.

В сопротивление  $\Delta R_s$  для водоизмещающих судов (см. § 21) входят практически только вязкостные составляющие. Если выступающие части рационально спроектированы и расположены относительно корпуса, то их сопротивление обусловлено в основном силами трения. Если же это требование не соблюдается, то может резко возрасти сопротивление формы (от сил давления).

Величину  $\Delta R_s$  можно определить для данного судна по результатам последовательных буксировочных испытаний его модели с выступающими частями и без них. Сопоставляя такие данные, можно вычислить так называемую надбавку на сопротивление выступающих частей

$$\Delta \zeta_s = \frac{2\Delta R_s}{\rho v^2 \Omega} \quad (VI.4)$$

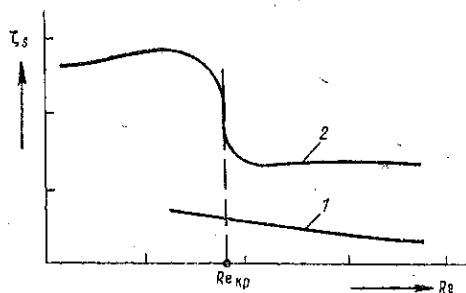


Рис. 53. Коэффициент сопротивления формы для хорошо (1) и плохо обтекаемых (2) тел

Если модельные испытания проводятся при достаточно высоких числах Рейнольдса ( $Re > Re_{кр}$ ), то значения  $\Delta\zeta_s$  для модели и судна (натуры) можно считать одинаковыми при

$$Fr_m = Fr_n.$$

К вязкостным составляющим сопротивления окружающей среды движению судна можно отнести и воздушное сопротивление  $R_a$  (см. определение в § 21). Оно состоит главным образом из сопротивления формы, обусловленного влиянием пограничного слоя около надводной поверхности судна на распределение давления воздуха вдоль нее. Основную часть  $R_a$  (до 60—80%) создают надстройки судна, которые по своей конфигурации обычно приближаются к плохо обтекаемым телам.

Для водоизмещающих судов, движущихся с умеренной скоростью  $v$  в тихую погоду или при слабом ветре ( $\alpha = 0$  или  $\omega = 2—3$  м/с соответственно), величина  $R_a$  составляет лишь 2—4% сопротивления воды  $R$  (см. также § 21). Поэтому значения  $R_a$  для таких судов учитывают лишь косвенно в виде некоторой надбавки на воздушное сопротивление  $\Delta\zeta_a$ . Ее можно считать не зависящей от скорости данного судна и принимать равной

$$\Delta\zeta_a = \frac{2R_a}{\rho v^2 \Omega}. \quad (VI.5)$$

## § 26. Волновое и остаточное сопротивление

Свойства и характеристики судовых волн. Волновое сопротивление  $R_w$  (см. § 23) обусловлено влиянием волнообразования на распределение гидродинамических давлений  $p_d$  вдоль смоченной поверхности судна. Чтобы выявить основные закономерности возникновения сопротивления  $R_w$ , необходимо рассмотреть особенности судовых волн (см. также § 21), которые представляют собой частный случай поверхностных гравитационных волн, возникающих под воздействием импульса давления (например, перемещения тела).

Линия пересечения свободной поверхности жидкости с одной из вертикальных плоскостей, в которых происходит волновое движение, называется профилем волны (рис. 54). Поверхность, на которой одновременно располагаются точки профиля, находящиеся в одинаковых фазах (например, все гребни 1 или все подошвы 2), образует фронт волны. Основными характеристиками волн (рис. 54) являются их длина  $\lambda_w$ , высота  $h_w$  и скорость бега  $c_w$  (скорость распространения волнового профиля). Значения  $c_w$  и  $\lambda_w$  при бесконечной глубине жидкости ( $H_\phi \rightarrow \infty$ ) связаны между собой зависимостями

$$c_w = \sqrt{\frac{g}{2\pi} \lambda_w}; \quad \lambda_w = \frac{2\pi}{g} c_w^2. \quad (VI.6)$$

Если глубина жидкости достаточно велика ( $H_\phi \geq \frac{1}{2} \lambda_w$ ), то в первом приближении можно считать, что при движении судна образуются волны с профилем, близким к синусоидальному и имеющим

относительно малую амплитуду  $r_w \ll \lambda_w$ , где  $r_w = \frac{1}{2} h_w$ . В таких волнах частицы жидкости совершают только колебания относительно положения равновесия по траекториям в виде окружностей (см. рис. 54). Их радиусы, а также скорости вращения частиц жидкости и гидродинамические давления (волновые) непрерывно убывают по мере погружения под свободную поверхность.

Неизбежность волнообразования около судна при скорости  $v = \text{const}$  можно показать (рис. 55, а), применив уравнение Бернулли (V.3). Рассмотрим элементарную струйку (линию тока), находящуюся на свободной поверхности идеальной жидкости и обтекающую корпус

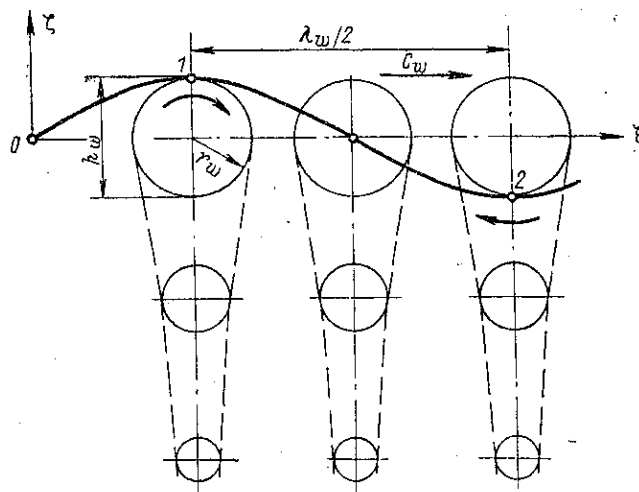


Рис. 54. Движение жидкости в поверхностных гравитационных волнах

судна (в обратном движении). Поскольку на этой поверхности действует атмосферное давление, т. е.  $p = p_a = \text{const}$ , то уравнение (V.3) примет вид

$$\frac{u^2}{2g} + z = \text{const}. \quad (\text{VI.7})$$

Если сопоставить уравнения (VI.7) и (V.4), то можно заметить, что уровень тяжелой жидкости  $z$  вдоль корпуса судна (кривая 1 на рис. 55, а) изменяется аналогично изменению гидродинамического давления  $p_d$  по поверхности глубокопогруженного тела при обтекании установившимся потоком идеальной жидкости (см. рис. 45, б). В носовой и кормовой критических точках, расположенных на штевнях корпуса судна, где скорости обтекания  $u = 0$ , должен наблюдаться наибольший подъем жидкости  $z = z_{\text{max}} > 0$  по сравнению с ее невозмущенным уровнем ( $z = 0$ ) далеко перед судном. В средней же части его корпуса, где скорости обтекания  $u > v$ , уровень жидкости будет понижаться ( $z < 0$ ).

Выведенные из положения равновесия частицы жидкости, которые находятся вблизи ее свободной поверхности, начинают колебаться под действием сил тяжести и сил инерции. Под влиянием последних колебания частиц жидкости будут несколько отставать по фазе от перемещения импульсов давления — источников волнообразования. В основном волны образуются на участках поверхности судна вблизи фор- и ахтерштевня, где кривизна обводов корпуса значительная и где возникают резко выраженные пики гидродинамического давления (см. рис. 45, б). Поэтому при движении судна на глубокой воде ( $H_{\phi} \rightarrow \infty$ ) заметны две группы волн — носовая и кормовая.

Интенсивность носовой группы волн (см. профиль 2 на рис. 55, а) при переднем ходе судна больше, чем кормовой (см. профиль 3 на

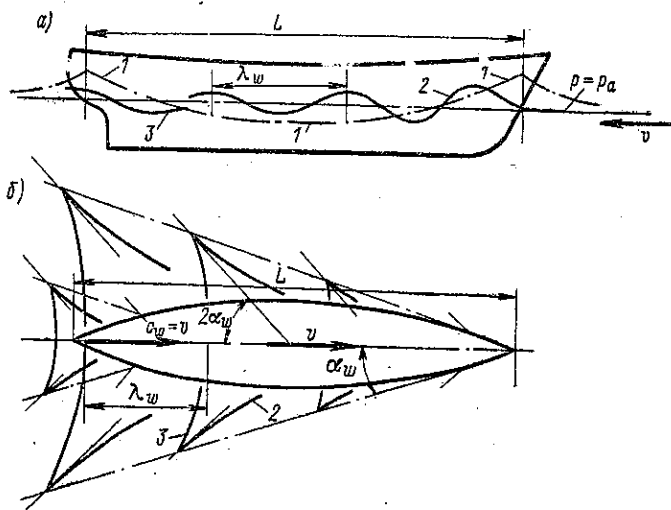


Рис. 55. Судовые волны

рис. 55, а). В каждой группе можно выделить две системы волн, расходящихся и поперечных (см. рис. 55, б). Их гребни почти не выходят за пределы сектора, образующая которого составляет с ДП судна угол раствора  $\alpha_w$ , равный  $18-20^\circ$  (при  $H_{\phi} \rightarrow \infty$ ).

Расходящиеся волны располагаются у бортов судна уступом и имеют слегка искривленный короткий фронт (см. гребни 2). Он образует с ДП судна некоторый угол, равный у границы волнового сектора  $2\alpha_w$ , т. е.  $36-40^\circ$ . Фронт поперечных волн (см. гребни 3) имеет вид пологих дуг, составляющих с той же плоскостью угол  $90^\circ$ . Интенсивность обеих систем волн зависит от относительной скорости движения судна, т. е. от числа Фруда  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$  (см. § 23). При малых значе-

ниях  $Fr$  более заметны расходящиеся волны, а при больших — поперечные. Вся система волн, вызываемых судном, которое движется со скоростью  $v = \text{const}$ , неподвижна относительно него. Следовательно, профиль судовых волн перемещается со скоростью  $c_w = v$ .



Общий характер волн за корпусом судна, движущегося на глубокой воде, определяется в основном интерференцией (наложением) поперечных волн носовой и кормовой групп (см. рис. 55, а). Сдвиг фазы профиля этих волн для данного судна зависит от его относительной скорости, т. е. от числа  $Fr$ . Значения  $Fr$  или соответствующие им скорости судна  $v$ , при которых за его кормой возрастает амплитуда волнового профиля  $r_w = \frac{1}{2} h_w$ , считаются неблагоприятными (в отношении интерференции поперечных волн). Числа  $Fr$  или скорости  $v$ , при которых волновой профиль за кормой судна в значительной мере сглаживается, являются благоприятными. Эти понятия теряют свое значение для быстроходных судов ( $Fr \geq 0,50$ ), когда по длине корпуса укладывается только часть длины волны.

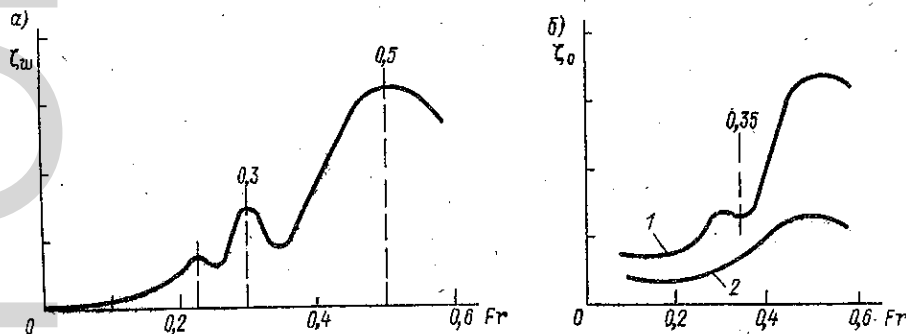


Рис. 56. Коэффициенты волнового (а) и остаточного (б) сопротивления

**Основные закономерности волнового сопротивления.** Величину волнового сопротивления  $R_w$  можно рассматривать как продольную проекцию равнодействующей дополнительных волновых давлений  $\Delta p_d$  на направление движения судна (тела). Характер и степень влияния волнообразования на распределение давлений  $\Delta p_d$  вдоль поверхности данного судна зависят от значений  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ , с изменением которых изменяются элементы судовых волн ( $\lambda_w, c_w, h_w$ ). Поэтому при заданных главных размерениях, скорости и условиях плавания судна на  $R_w$  влияет в основном форма его носовых и кормовых обводов.

Результаты теоретических исследований показывают, что зависимость  $R_w(v)$  для тела, движущегося вблизи свободной поверхности идеальной жидкости, представляет собой кривую, ординаты которой  $R_w$  возрастают с увеличением скорости  $v$  не монотонно. На этой кривой имеются относительные максимумы и минимумы (местные «горбы» и «впадины»). Они появляются при скоростях  $v$  (или числах  $Fr$ ), соответствующих неблагоприятной и благоприятной интерференции поперечных волн носовой и кормовой групп. Интерференция волн особенно сказывается на характере кривой  $\zeta_w(Fr)$  (рис. 56, а). Местные «горбы» на этой кривой всегда наблюдаются при  $Fr \approx 0,30$ , а иногда

и при  $F_r = 0,22 - 0,24$ . Если  $F_r \approx 0,50$ , то кривая  $\zeta_w(F_r)$  для тела, движущегося вблизи свободной поверхности жидкости бесконечной глубины ( $H_\phi \rightarrow \infty$ ), имеет абсолютный максимум.

Волновое сопротивление  $R_w$  моделируется при соблюдении требований закона подобия Фруда (см. § 22 и 23). Поэтому для геометрически подобных тел (например, судна и его модели) должно выполняться условие

$$\zeta_{w_n} = \zeta_{w_m}, \quad (\text{VI.8})$$

если  $F_{r_n} = F_{r_m}$ . Тогда для таких тел, отличающихся друг от друга только масштабом  $\frac{1}{k} = \frac{L_m}{L_n}$ , получается соотношение (при  $\rho_m = \rho_n$ )

$$\frac{R_{w_n}}{R_{w_m}} = \frac{\zeta_{w_n} v_n^2 \Omega_n}{\zeta_{w_m} v_m^2 \Omega_m} = k^3.$$

Здесь значения  $R_{w_n}$  и  $R_{w_m}$  принимают по формуле общего вида (V.32), а  $\frac{\Omega_n}{\Omega_m} = k^2$  на основании формулы (V.28). Поскольку водоизмещения

этих тел находятся в соотношении  $\frac{D_n}{D_m} = \frac{\gamma_n}{\gamma_m} \frac{V_n}{V_m} = k^3$  (при  $\gamma_n = \gamma_m$ ),

то их удельные волновые сопротивления (отнесенные к  $D_n$  или  $D_m$ ) будут одинаковы, т. е.

$$\frac{R_{w_n}}{D_n} = \frac{R_{w_m}}{D_m} = \bar{R}_w, \quad (\text{VI.9})$$

если  $v_n = v_m \sqrt{k}$ .

**Остаточное сопротивление.** Зависимости вида (VI.8) и (VI.9) нельзя использовать для непосредственного моделирования волнового сопротивления  $R_w$ , так как влияние вязкости жидкости (воды) на обтекание поверхности любого тела не устраняется. Поэтому величину  $R_w$  отдельно не определяют, а включают для судов в так называемое остаточное сопротивление  $R_o$ . Оно представляет собой разность полного сопротивления воды  $R$  (для судна или его модели) и сопротивления трения эквивалентной пластины  $R_{f_s}$  (см. § 24), т. е.

$$R_o = R - R_{f_s} = R_w + (R_s + \Delta R'_f), \quad (\text{VI.10})$$

где  $R_s$  — сопротивление формы;  $\Delta R'_f = R_f - R_{f_s}$  — часть сопротивления трения, обусловленная влиянием кривизны судовых обводов на распределение касательных напряжений вдоль смоченной поверхности корпуса.

Коэффициент остаточного сопротивления включает волновую и вязкостные составляющие:

$$\zeta_o = \frac{2R_o}{\rho v^2 \Omega} = \zeta - \zeta_{f_s} = \zeta_w + (\zeta_s + \Delta \zeta'_f). \quad (\text{VI.11})$$

Причем из соотношения (VI.1) известна величина.

$$\Delta \zeta_f' = \frac{2\Delta R_f'}{\rho v^2 \Omega} = \zeta_f - \zeta_{f_0} = (a_f - 1) \zeta_{f_0}.$$

Обычно считают, что величина  $(\zeta_s + \Delta \zeta_f') \approx \text{const}$  (см. § 25), а соотношения (VI.8) и (VI.9) практически приемлемы для моделирования остаточного сопротивления  $R_o$ . Это подтверждает сходство кривых  $\zeta_o$  (Fr), полученных для судов с различной полнотой обводов корпуса и кривой  $\zeta_w$  (Fr) (см. рис. 56, б и а). Отличие заключается лишь в том, что при одинаковых числах Фруда (если  $Fr < 0,50$ ) местные «горбы» и «впадины» на кривых  $\zeta_o$  (Fr), ординаты которых  $\zeta_o$  также содержат величину  $(\zeta_s + \Delta \zeta_f') \approx \text{const}$ , либо более сглажены, чем на кривой  $\zeta_w$  (Fr), либо почти незаметны. Первый случай (см. кривую 1 на рис. 56, б) характерен для относительно тихоходных судов ( $Fr < 0,35$ ) с полными обводами корпуса, когда интерференция поперечных волн имеет существенное значение, а второй (кривая 2) — для быстроходных судов ( $Fr > 0,40$ ) с острыми обводами, когда эта интерференция практически не наблюдается. При числах  $Fr \leq (0,10 - 0,20)$ , т. е. при отсутствии волнообразования ( $\zeta_w \approx 0$ ), значения  $\zeta_o \approx \zeta_s + \Delta \zeta_f'$  практически постоянны или несколько снижаются с ростом чисел Fr.

## Глава VII

### ОСОБЕННОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ И СОСТАВОВ НА ВНУТРЕННИХ ВОДНЫХ ПУТЯХ

#### § 27. Влияние условий плавания судна на сопротивление его движению

**Сопротивление движению судов на мелководье и в каналах.** Во многих случаях можно пренебречь влиянием берегов водоема на сопротивление движению  $R$ . Тогда характер зависимости  $R$  от скорости судна  $v$  можно рассматривать в условиях мелководного фарватера неограниченной ширины. Степень влияния мелководья на сопротивление  $R$  и вид зависимости  $R(v)$  учитываются двумя параметрами — отношением глубины фарватера  $H_\phi$  к средней осадке судна  $T$  и его относительной скоростью. В данном случае она принимается равной

$$Fr_H = \frac{v}{\sqrt{gH_\phi}} = Fr \sqrt{\frac{L}{H_\phi}}. \quad (VII.1)$$

Эту величину называют числом мелководья. Ее можно рассматривать как число Фруда (см. § 23), содержащее глубину  $H_\phi$  в качестве характерного размера потока жидкости (вместо длины судна  $L$  в значении  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ ). Изменение параметров  $\frac{H_\phi}{T}$  и  $Fr_H$  влияет на

все составляющие сопротивления воды  $R$  при ограниченной глубине фарватера, но не в одинаковой мере.

Наиболее существенно в условиях мелководья изменяется волновое сопротивление  $R_w$  (см. § 26). Это объясняется различием свойств и элементов судовых волн, образующихся на мелкой и глубокой воде. Так, влияние ограниченной глубины  $H_\phi$  приводит к тому, что траектории частиц жидкости, участвующих в волновом движении, вместо круговых (см. рис. 54) становятся эллиптическими. Скорость бега волн  $c_w$  на мелководье уменьшается с уменьшением отношения  $\frac{H_\phi}{\lambda_w}$ , если их длина  $\lambda_w = \text{const}$ . Если же  $\frac{H_\phi}{\lambda_w} \rightarrow 0$ , то скорость  $c_w$  уже не зависит от  $\lambda_w$  и равна

$$c_w = \sqrt{gH_\phi} = c_{w_{кр}}. \quad (\text{VII.2})$$

Величина  $c_{w_{кр}}$  представляет собой теоретическое значение предельной скорости бега волн на мелководье. Ее называют критической скоростью распространения волн на мелководье  $c_{w_{кр}} = v_{кр}$ . Как видно из выражения (VII.1), ей соответствует число  $\text{Fr}_H = 1$ .

Если судно движется на мелководье с докритическими скоростями  $v < v_{кр} = \sqrt{gH_\phi}$  (или  $\text{Fr}_H < 1$ ), то образуются более длинные волны, чем при тех же скоростях на глубокой воде. В результате происходит расширение волнового сектора (рис. 57, а). Одновременно возрастает высота волн  $h_w$  из-за увеличения скоростей обтекания корпуса судна. Таким образом, волновое сопротивление  $R_w$  для судна на мелкой воде оказывается больше, чем на глубокой. При скоростях движения судна  $v$  на мелководье, близких к критическим  $v_{кр} \approx \sqrt{gH_\phi}$  (иначе,  $\text{Fr}_H \approx 1$ ), носовая и кормовая системы волн вырождаются в поперечные волны (рис. 57, б), из которых более заметна носовая. Эти волны имеют значительную высоту  $h_w$ , особенно при малом отношении  $\frac{H_\phi}{\lambda_w}$  и большой полноте обводов корпуса судна, вследствие чего резко возрастает величина  $R_w$ . При сверхкритических (закритических) скоростях движения судна  $v > \sqrt{gH_\phi}$  (или  $\text{Fr}_H > 1$ ) поперечные волны исчезают. Около его корпуса остаются лишь небольшие расходящиеся волны, фронт которых обращен вогнутой стороной к судну (рис. 57, в). Ширина волнового сектора в данном случае убывает с ростом скорости судна  $v$ .

Отмеченные изменения характера волнообразования приводят к тому, что при некотором значении  $\text{Fr}_H \approx (1,2 - 1,5)$ , зависящем от полноты обводов корпуса судна и отношения  $\frac{H_\phi}{T}$ , сопротивление  $R_w$  на мелкой воде может оказаться меньше, чем на глубокой.

Вязкостные составляющие сопротивления изменяются на мелководье из-за влияния дна водоема на характеристики пограничного слоя, образующегося около поверхности судна. В частности, увеличиваются местные скорости жидкости на внешней границе этого слоя,

что вызывает возрастание касательных напряжений вдоль смоченной поверхности судна, а следовательно, и сопротивления трения  $R_f$  (см. § 24). По той же причине увеличивается перепад давления вдоль поверхности судна, который может ускорить отрыв пограничного слоя от нее и привести к росту сопротивления формы  $R_s$  (см. § 25).

В результате полное сопротивление  $R(v)$  судна на мелководье ( $\frac{H_\phi}{T} = \text{const}$ ) существенно отличается от сопротивления на глубокой воде ( $\frac{H_\phi}{T} \rightarrow \infty$ ). Сопоставление ординат кривых сопротивления (рис. 58, а) показывает, что влияние мелководья становится ощутимым при скоростях  $v \geq (0,4 - 0,5) v_{кр}$ , соответствующих началу заметного изменения характера судовых волн. На мелководье изме-

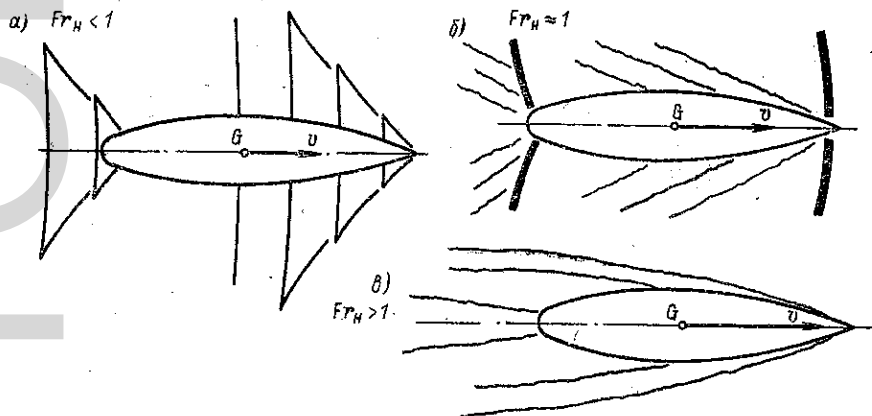


Рис. 57. Судовые волны на мелководье

няется и посадка судна на ходу (см. § 21). По мере приближения скорости  $v$  к критическому значению  $v_{кр}$  увеличивается средняя осадка корпуса и образуется заметный дифферент на корму.

Судоходные каналы обычно имеют ограниченную глубину, т. е. оказываются мелководными. Поэтому движение судов в таких условиях сопровождается теми же явлениями, которые возникают на мелководье, но происходят более резко из-за дополнительного ограничения ширины фарватера. В качестве параметра, характеризующего степень стеснения фарватера в канале, имеющем определенную форму поперечных сечений (чаще трапецеидальной или ложкообразную) с площадью  $\omega_k$ , удобно принимать отношение  $\frac{B_k}{B}$  ширины зеркала воды к ширине судна (по ватерлинии). Для оценки относительной скорости судна в данном случае можно использовать выражение (VII.1), если характерным размером потока считать так называемую приведенную глубину канала

$$H_k = \frac{\omega_k}{B_k}$$

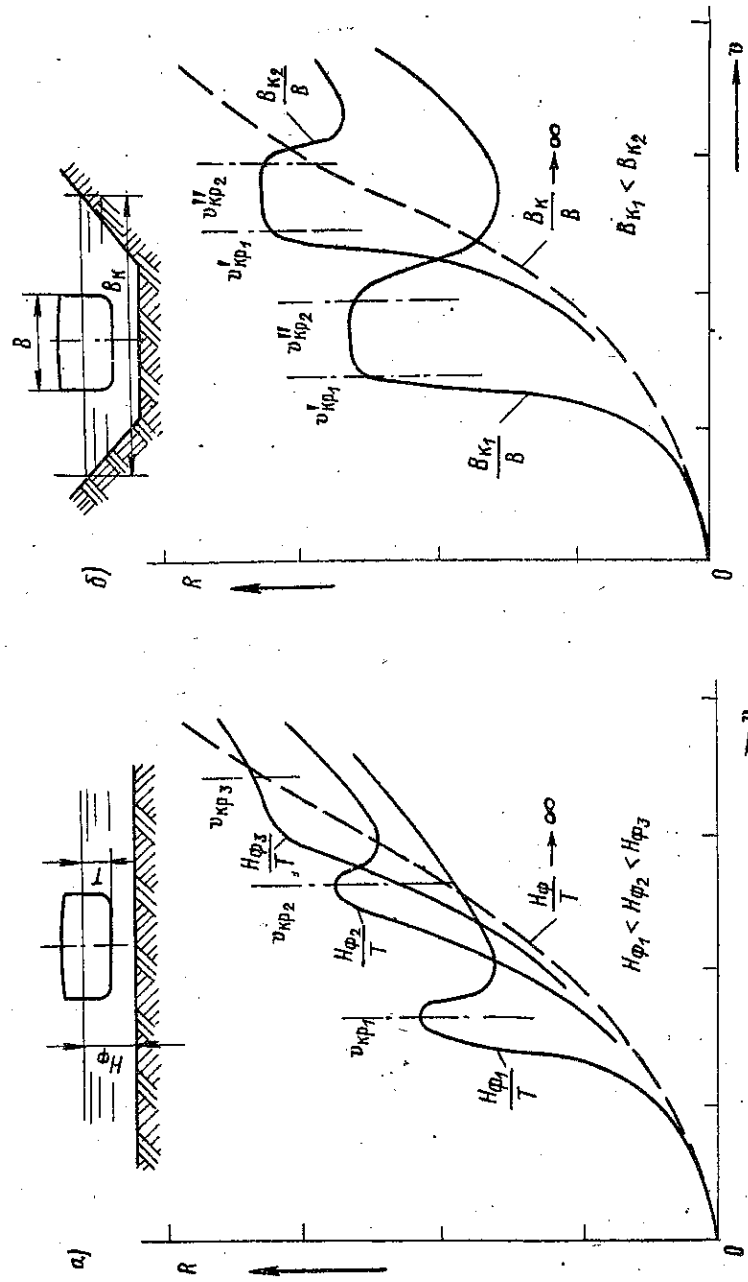


Рис. 58. Кривые сопротивления при движении судна на мелководье (а) и в канале (б)

При движении судна в мелководном канале возможно возникновение области критических скоростей  $v'_{кр} < v < v''_{кр}$  (рис. 58, б). Кроме того, вблизи корпуса судна, а также на некотором расстоянии перед ним возникает дополнительное течение воды — поток вытеснения. При докритических скоростях движения  $v < v'_{кр}$  он направлен в сторону, противоположную перемещению судна, т. е. представляет собой встречный поток. В результате этого увеличиваются скорости обтекания поверхности судна и соответственно понижается уровень воды около его бортов, что следует из уравнения (VI.7). При сверхкритических скоростях движения  $v > v''_{кр}$  образуется попутный по-

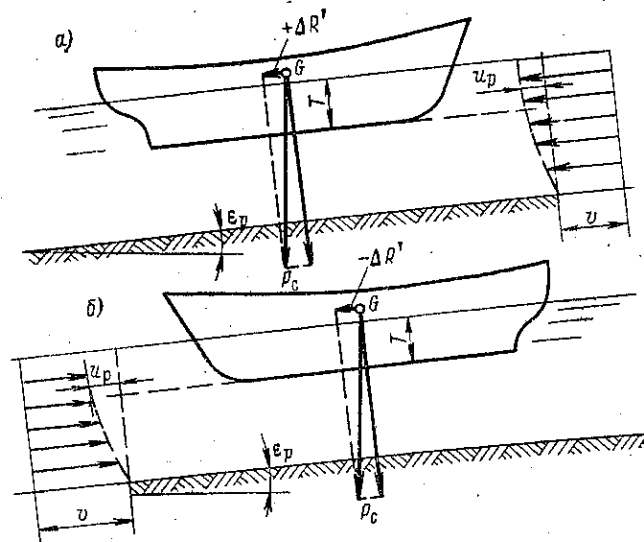


Рис. 59. Движение судна в условиях течения и уклона русла реки

ток, уменьшающий скорости обтекания поверхности судна и повышающий уровень воды около него.

Отмеченные явления приводят к изменению составляющих сопротивления воды движению судна ( $R_f$ ,  $R_s$ ,  $R_w$ ), а также к возникновению потерь энергии на преодоление трения частиц воды о ложе канала. При докритических скоростях движения судна  $v < v'_{кр}$  в канале (см. рис. 58, б) сопротивление  $R$  возрастает более интенсивно и достигает максимума раньше, чем на мелководье. Если судно движется со скоростями  $v > v'_{кр}$ , то дальнейший рост сопротивления  $R$  замедляется. В области критических скоростей  $v'_{кр} < v < v''_{кр}$  около носовой оконечности судна образуется крупная поперечная (подпорная) волна. Этот процесс заканчивается при скорости  $v \approx v''_{кр}$ , после достижения которой величина  $R$  резко уменьшается. При сверхкритических скоростях  $v > v''_{кр}$  подпорная волна исчезает и около корпуса

судна остаются только небольшие расходящиеся волны. В результате этого сопротивление воды  $R$  при движении судна со скоростями  $v > v''_{кр}$  в канале снижается и может оказаться меньше, чем при неограниченной глубине фарватера.

**Влияние течения и уклона русла, ветра и волнения на сопротивление воды.** На величину сопротивления воды при движении судна по рекам влияет течение и продольный уклон русла (рис. 59). Средняя скорость течения равнинных рек и уклон их русла обычно невелики. Это позволяет учитывать влияние каждого из упомянутых факторов на сопротивление  $R$  в отдельности.

Влияние течения реки на сопротивление воды можно учесть, если ввести в рассмотрение относительную скорость обтекания смоченной поверхность судна  $v_0$  (см. рис. 59). Тогда

$$R' = \zeta' \frac{\rho v_0^2}{2} \Omega = \zeta' \frac{\rho (v \pm u_p)^2}{2} \Omega. \quad (\text{VII. 4})$$

Здесь  $v$  — скорость судна относительно берега, или скорость набегающего потока воды при отсутствии течения (в обратном движении);  $u_p$  — скорость течения, осредненная в пределах осадки судна  $T$  (знак плюс — при движении вверх, а знак минус — вниз по течению);  $\zeta'$  — коэффициент полного сопротивления  $R'$ , который определяют для судна без учета течения, но в зависимости от чисел  $Re = \frac{v_0 L}{\nu}$  и  $Fr = \frac{v_0}{\sqrt{gL}}$ .

Уклон русла реки характеризуется углом  $\epsilon_p$  (см. рис. 59) и приводит к возникновению так называемой силы соскальзывания  $\Delta R'$ . Последняя равна проекции силы веса судна  $P_c$  на направление его движения. Поскольку угол  $\epsilon_p$  весьма мал, то

$$\Delta R' = \pm P_c \sin \epsilon_p \approx \pm P_c \epsilon_p. \quad (\text{VII. 4})$$

(Знак плюс принимается при движении судна вверх, а знак минус — вниз по течению).

Таким образом, сопротивление воды движению судна с учетом влияния течения и уклона русла реки

$$R = R' + \Delta R' \approx \zeta' \frac{\rho (v \pm u_p)^2}{2} \Omega \pm P_c \epsilon_p. \quad (\text{VII. 5})$$

Суда внутреннего плавания, особенно пассажирские, обладают повышенной «ветробойностью», поскольку их надводная поверхность  $\Omega_a$  обычно в несколько раз превосходит смоченную. Очевидно, что при действии ветра на поверхности  $\Omega_a$  у таких судов возникают значительные по величине аэродинамические силы (см. § 21). Величина их равнодействующей  $Q_a$  (рис. 60) зависит от размеров и формы поверхности  $\Omega_a$ , а также от скорости воздушного потока  $v_a$  (в обратном движении) и направления потока относительно ДП судна (иначе, угла атаки  $\alpha_a$ ).

В общем случае на судно, движущееся со скоростью  $v$ , может действовать ветер, имеющий скорость  $w$  и направленный под некоторым



курсовым углом  $\varphi_a$  (причем  $\varphi_a = 0$ , если ветер встречный). Тогда относительная (кажущаяся) скорость воздушного потока  $v_a$  и ее направление (т. е. угол  $\alpha_a$ ) найдем из соотношений

$$\left. \begin{aligned} v_a &= \sqrt{v^2 + w^2 + 2vw \cos \varphi_a}; \\ \sin \alpha_a &= \frac{w}{v} \sin \varphi_a. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.6})$$

Равнодействующую аэродинамических сил  $Q_a$  в данном случае можно разложить на две составляющие  $N_a$  и  $R_a$  (см. рис. 60). Поперечная составляющая  $N_a$  вызывает боковой дрейф судна, а продольная представляет собой воздушное сопротивление  $R_a$  (см. § 25). Однако оно вызвано не только движением самого судна, но и действием ветра.

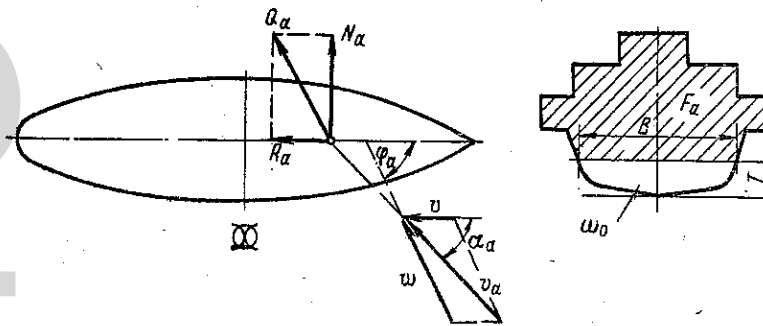


Рис. 60. Действие воздушного потока на судно

При скорости ветра  $w > 3$  м/с сопротивление  $R$  следует учитывать не косвенно, а более точно. Для этого обычно используют экспериментальные данные, полученные в результате испытаний моделей надводной части судна, дублированных относительно плоскости ватерлинии и обтекаемых воздушным потоком (с плотностью  $\rho_a$ ) при различных значениях  $v_a$  и  $\alpha_a$ . Результаты таких экспериментов позволяют найти безразмерный коэффициент воздушного сопротивления

$$C_a = \frac{2R_a}{\rho_a v_a^2 F_a}, \quad (\text{VII.7})$$

где  $F_a$  — площадь проекции надводной части судна на плоскость мидель-шпангоута, так называемый «воздушный мидель» (см. рис. 60).

$C_a$  достигает наибольших значений при  $\alpha_a = 20-40^\circ$ . Под воздействием сильного ветра ( $w > 6$  м/с) на поверхности водоема появляются ветровые волны, которые также относятся к типу поверхностных гравитационных волн (см. § 26). При движении судов на ветровом волнении возникает дополнительное сопротивление, которое может вызвать существенное снижение их скорости по сравнению со скоростями на тихой воде. Такое снижение скорости ( $\Delta v < 0$ ) обусловлено

главным образом появлением дополнительного волнового сопротивления  $\Delta R_w$ , вызванного взаимодействием ветровых волн с корпусом судна [7].

### § 28. Сопротивление воды движению составов судов

**Взаимодействие между корпусами судов в составе.** Возможны различные формы буксируемых и толкаемых составов судов. Наиболее распространенными являются кильватерные и пыжковые составы (например, «двухниточные»). В первом из них суда соединяются друг с другом оконечностями, а во втором — бортами. В каждом конкретном случае составы судов желательно формировать (счаливать) таким образом, чтобы снизить сопротивление воды их движению и обеспечить удовлетворительную управляемость.

Сопротивление воды движению составов  $R_c$  имеет преимущественно вязкостную природу, так как при обычных скоростях их буксировки или толкания влиянием волнообразования на величину  $R_c$  можно пренебречь, т. е. считать, что  $R_c \approx R_{c_0}$  (если  $R_{c_w} \approx 0$ ). Сопротивление  $R_c$  существенно зависит от характера гидромеханического взаимодействия между корпусами судов в составе.

Наиболее значительно такое взаимодействие влияет на распределение гидродинамического давления  $p_d$  в оконечностях корпуса судов (барж) кильватерного состава по сравнению с распределением этих сил для изолированных судов. В данном случае давления  $p_d$ , действующие в кормовой оконечности головной баржи и в носовой оконечности следующей за ней баржи, повышаются. В результате этого сопротивление формы  $R_s$  для головной баржи снижается, а для следующей за ней — возрастает. Обычно сопротивление формы для кильватерного состава в целом получается меньше, чем сумма значений  $R_s$  для изолированных судов при той же скорости движения. Взаимодействие между корпусами судов кильватерного состава также вызывает некоторое снижение сопротивления трения  $R_f$  у баржи, расположенной в спутной струе (см. § 21 и 25), которая образуется за кормой переднего судна и приводит к уменьшению скоростей движения жидкости. Однако величина  $R_f$  для барж, очертания подводной поверхности которых приближаются к плохо обтекаемым телам, изменяется меньше, чем сопротивление  $R_s$ .

**Оценка гидромеханической эффективности составов.** Величина  $R_c$  зависит главным образом от сопротивления воды движению барж, входящих в состав, его формы и степени использования энергии спутной струи, образующейся за кормой судов, расположенных впереди. На величину  $R_c$  также влияет способ приведения состава несамоходных барж в движение — буксировка на тросе или толкание.

Сопротивление воды  $R_{c.6}$  для одного и того же буксируемого состава барж при данной скорости движения  $v$  может оказаться различным в зависимости от длины буксирного троса  $L_6$ . С увеличением длины троса возрастает рыскливость состава барж (его отклонения от заданного прямого курса), вследствие чего сопротивление  $R_{c.6}$  повышается. Однако при этом убывают скорости встречного потока,

отбрасываемого движителями буксирного судна, и, соответственно, величина  $R_{с.б}$ . Поэтому для каждой скорости буксировки данного состава барж существует оптимальная (наивыгоднейшая) длина буксирного троса  $L_{б\text{opt}}$ .

Способ толкания составов барж позволяет существенно повысить скорость их движения (до 10—20%) по сравнению с ее значением при буксировке на тросе. Это объясняется в основном тем, что устраняется неблагоприятное влияние встречного потока от движителей толкача и рыскливости состава на сопротивление воды  $R_{с.т}$ .

Для приближенной оценки влияния всех перечисленных ранее факторов на сопротивление воды движению составов судов можно использовать так называемый коэффициент счала  $k_c$ . Он характеризует соотношение между значениями сопротивления воды для данной группы судов в составе и отдельно друг от друга с одинаковыми скоростями движения, т. е.

$$k_{с.б} = \frac{R_{с.б}}{\sum_{i=1}^n R_i}; \quad k_{с.т} = \frac{R_{с.т}}{\left(\sum_{i=1}^n R_i\right) + R_T}, \quad (\text{VII.8})$$

где  $R_{с.б}$  и  $R_{с.т}$  — сопротивление воды движению состава из  $n$  барж ( $i$  — их порядковый номер) при буксировке на тросе заданной длины и состава из барж и толкача, имеющего сопротивление  $R_T$ .

Если состав устойчиво движется на прямом курсе (без рыскания), то наименьшие значения  $k_c$  получаются для кильватерных составов, а наибольшие — для пыжевых. При обычных скоростях движения составов (8—12 км/ч) на глубокой и мелкой воде значения  $k_c$  практически не изменяются. Так, для составов, жестко счеленных из толкача и одинаковых барж,  $k_{с.т} = 0,75 — 0,85$ .

## § 29. Мероприятия по снижению сопротивления движению судов и составов

**Снижение вязкостного сопротивления.** Вязкостное сопротивление  $R_v = R_f + R_s$  является основной составляющей полного сопротивления воды  $R$  для судов с умеренными скоростями (см. рис. 49). Для уменьшения составляющих вязкостного сопротивления  $R_f$  и  $R_s$  обычно применяют различные способы. Например, снижают степень шероховатости наружной обшивки, особенно в носовой оконечности корпуса, где пограничный слой имеет наименьшую толщину; покрывают подводную поверхность судна специальными составами для защиты от коррозии и обрастания; рационально выбирают кормовые обводы, позволяющие предотвратить отрыв пограничного слоя от этой поверхности.

В последние годы разработаны принципиально новые и весьма эффективные способы снижения вязкостных составляющих сопротивления, главным образом величины  $R_f$ . Эти способы основаны на управлении пограничным слоем, т. е. на искусственном изменении его свойств и характеристик (см. § 24).

Одним из наиболее приемлемых на практике способов является освобождение части наружной обшивки судна от контакта с потоком воды, а следовательно, и уменьшение смоченной поверхности корпуса. Это достигается в результате применения системы «воздушной смазки», т. е. подачи воздуха на поверхность обшивки для создания здесь тонких прослоек (каверн), отделяющих ее от потока воды. Такие каверны устойчивы лишь в пределах сравнительно коротких секций, расположенных одна за другой по длине судна и ограниченных дополнительными выступающими частями корпуса. Особенно удобно осуществлять «воздушную смазку» на грузовых судах внутреннего плавания, так как у них имеется значительный по размерам плоский участок днища. В результате применения этого способа на упомянутых судах величина  $R_f$  уменьшается на 15—20%.

Снизить вязкостное сопротивление движению составов судов  $R_w$ , особенно толкаемых, можно с помощью перечисленных способов, а также некоторых специальных мероприятий (см. § 28).

**Снижение волнового сопротивления.** При выборе способа снижения волнового сопротивления  $R_w$  необходимо учитывать, что на величину  $\zeta_w$  (см. § 26) существенно влияет не только форма обводов корпуса судов, но и их относительная скорость, т. е. значения числа Фруда  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ . При плавании некоторых судов на глубокой воде величину

$R_w$  можно уменьшить, несколько изменив их скорость  $v$  или длину корпуса  $L$  (т. е. число  $Fr$ ) и обеспечив более благоприятную интерференцию поперечных волн (при  $Fr \leq 0,35$ ). Резкое снижение величины  $R_w$  достигается при переходе к движению судов на глубокой воде со скоростями, соответствующими значениям  $Fr > 0,8 - 1,0$ . Это можно обеспечить, если значительно повысить энерговооруженность сравнительно небольших пассажирских судов (мощность энергоустановки, отнесенную к их водоизмещению) и перейти к другим принципам движения — глиссированию, движению на подводных крыльях или на воздушной подушке. Менее эффективно, но вполне заметно уменьшается волновое сопротивление  $R_w$  у водоизмещающих судов при рациональном выборе соотношений главных размерений и формы их обводов, особенно в оконечностях корпуса (см. § 6).

В последние годы для снижения величины  $R_w$  применяют специальные меры «гашения» судовых волн. Эти меры основаны на использовании различных принципов. Один из них состоит в создании дополнительных волновых систем с помощью так называемых и н т е р ф е р и р у ю щ и х у с т р о й с т в — носовых бульбов (грушевидных наделок) или небольших подводных крыльев, расположенных в прикильной части форштевня. Другой принцип «гашения» судовых волн заключается в переходе к многокорпусным судам (см. § 6).

При повышении скоростей водоизмещающих судов внутреннего плавания, движущихся по ограниченному фарватеру, возникают особые трудности. Они обусловлены интенсивным ростом сопротивления  $R_w$  («волновым барьером»), возникающим по мере приближения скорости судов  $v$  к ее критическому значению  $v_{кр}$  (см. § 28). Наиболее эффективный путь решения упомянутой проблемы — переход к сверх-

критическим скоростям движения ( $F_{гн} > 1,2$ ;  $F_g = \frac{v}{\sqrt{gL}} \approx 0,6$ ). Однако практически это можно осуществить на сравнительно небольших пассажирских судах (одно- или двухкорпусных). Энерговооруженность таких судов должна быть достаточной, чтобы преодолеть абсолютный максимум кривой  $\zeta_w(F_g)$ , соответствующий значению  $F_g \approx 0,5$  при движении на глубокой воде (см. § 26).

### Глава VIII

## ПРАКТИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ

### § 30. Экспериментальные способы определения сопротивления

**Испытания моделей судов.** Ожидаемую величину сопротивления воды  $R$  для проектируемых судов наиболее достоверно можно определить на основании результатов модельных буксировочных испытаний в опытовых бассейнах. При проведении таких испытаний моделируется перемещение судна в неподвижной жидкости (воде), имеющей свободную поверхность. Опытный бассейн представляет собой продолговатый канал, который заполнен водой до определенного уровня и оборудован специальными устройствами для буксировки моделей и необходимой измерительной аппаратурой. Основными величинами, которые измеряются в процессе таких испытаний, являются скорости движения модели судна  $v_m$  (м/с) и соответствующие им значения сопротивления воды  $R_m$  (кгс), называемого буксировочным сопротивлением. По результатам последовательных пробегов модели строят кривую сопротивления  $R_m(v_m)$ , а также кривую буксировочной мощности  $N_{R_m}(v_m)$ , причем  $N_{R_m} = \frac{R_m v_m}{75}$  (если  $N_{R_m}$  измеряется в л. с.).

В зависимости от принятого способа буксировки моделей различают два типа опытовых бассейнов — динамометрический и гравитационный. Бассейны динамометрического типа (рис. 61, а) оборудованы самоходной тележкой, которая, перемещаясь вдоль их бортов по рельсам, буксирует модель. Размеры тележки достаточны для размещения измерительной аппаратуры и экспериментаторов. Скорость движения тележки задана: она равна скорости буксировки модели  $v_m$ . Сопротивление воды  $R_m$  ее движению измеряют буксировочным динамометром, установленным на тележке.

В бассейнах гравитационного типа (рис. 61, б) модель приводится в движение бесконечным тросом под действием опускающегося груза. Измерительная аппаратура и экспериментаторы находятся возле бассейна. В данном случае задается сопротивление движению модели  $R_m$ , равное весу опускающегося груза (с учетом передаточного отношения

блоков и поправки на величину трения в буксировочной системе).  
Скорость движения модели  $v_m$  фиксирует специальный записывающий механизм.

Бассейны динамометрического типа позволяют проводить различные испытания: буксировочные, самоходные и т. д. Они удобны для наблюдений за поведением модели в процессе пробега. Однако соору-

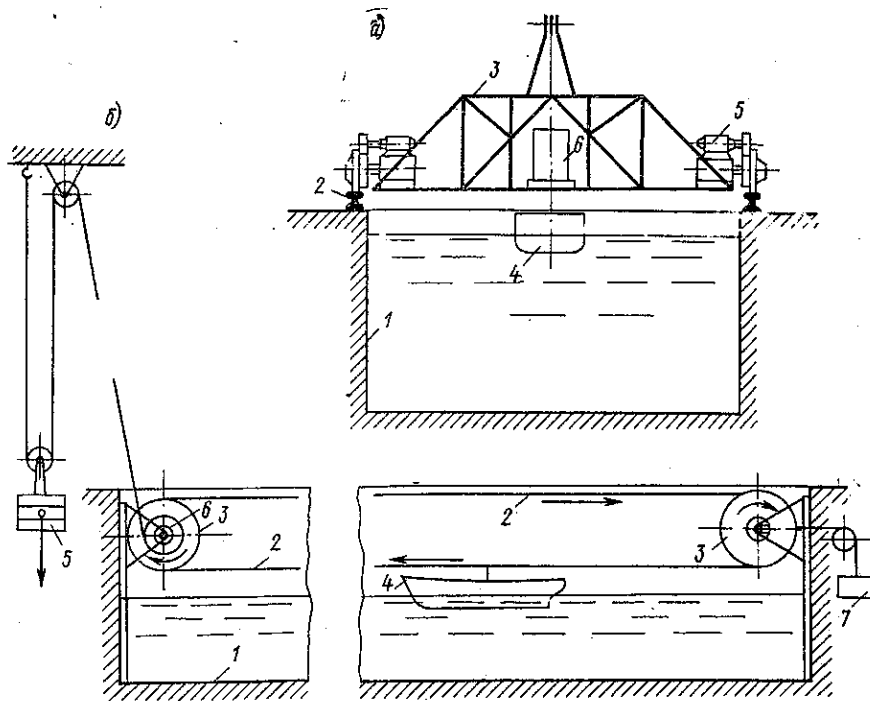


Рис. 61. Схемы опытовых бассейнов:

*a* — динамометрического типа

1 — канал; 2 — рельсы; 3 — самоходная тележка; 4 — модель; 5 — электромотор; 6 — измерительная аппаратура

*б* — гравитационного типа

1 — канал; 2 — буксировочный трос; 3 — ведущие колеса; 4 — модель; 5 — буксировочный груз; 6 — записывающее устройство; 7 — груз для натяжения троса

жение этих бассейнов требует больших затрат, так как длина канала должна быть достаточной для разгона, установившегося движения и торможения тележки, имеющей большую массу. Размеры бассейнов гравитационного типа могут быть значительно меньше, но в них удобно проводить только буксировочные испытания, а наблюдать за поведением движущейся модели трудно.

Масштаб моделей при данных размерах опытового бассейна выбирается таким образом, чтобы получить достоверные результаты испытаний. Для этого необходимо (см. § 23 и 24);

- 1) выдержать геометрическое подобие границ водоемов, в которых движутся натурное судно и его модель;
- 2) обеспечить турбулентный режим течения в пограничном слое модели (как и при обтекании натурального судна).

Если не соблюдается первое условие, то результаты модельных испытаний будут искажаться из-за влияния стенок и дна опытового бассейна на величину  $R_m$ ; если — второе условие, то возникнет так называемый масштабный эффект. Он заключается в несоответствии режимов обтекания, а следовательно, и значений вязкостных составляющих сопротивления для модели и натурального судна или для его моделей, выполненных в различных масштабах. Это может быть вызвано и погрешностями, присущими методике проведения модельного эксперимента в опытовых бассейнах. Наиболее надежным спосо-

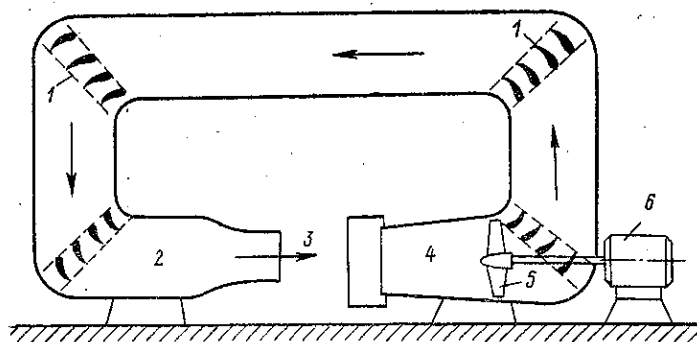


Рис. 62. Схема аэродинамической трубы  
1 — направляющие лопатки; 2 — коллектор; 3 — рабочая часть; 4 — диффузор; 5 — вентилятор; 6 — электромотор

бом обеспечения одинаковых режимов обтекания судна и модели является искусственная турбулизация ее пограничного слоя. Обычно для этого устанавливают проволочный турбулизатор по периметру одного из шпангоутов в носовой оконечности модели.

Вязкостные составляющие сопротивления (например,  $R_s$  или  $R_a$ ), при определении которых нет необходимости учитывать волнообразование, удобно моделировать в аэродинамических трубах (рис. 62). В них вентилятор создает установившийся воздушный поток ( $v_m = \text{const}$ ), обтекающий неподвижно закрепленную модель подводной или надводной части судна, дублированной относительно плоскости ватерлинии. Модельные испытания в аэродинамической трубе должны проводиться при  $Re > Re_{кр}$  (см. § 25).

**Пересчет результатов модельных испытаний на натуру.** Ординаты кривой буксировочного сопротивления  $R_H(v_H)$ , полученные для натурального судна по результатам испытаний его модели в опытовом бассейне, будут достоверными, если, во-первых, выполнены указанные выше условия моделирования и достаточна точность измерения значений  $R_m$  и  $v_m$ , во-вторых, обоснованно выбран метод пересчета результатов модельных испытаний на натурное судно («натуру»).

Последнее требование вызвано тем, что одновременно соблюдать законы подобия Фруда и Рейнольдса практически невозможно из-за противоречивости соотношений (V.28) и (V.29) между скоростями  $v_m$  и  $v_n$ . Поэтому вводят гипотезу о независимости физических процессов, вызванных проявлением различных свойств жидкости — весомости и вязкости (см. § 23). Тогда коэффициент полного сопротивления  $\zeta$ , входящий в формулу общего вида (V.21) для величины  $R$  (модели или на-

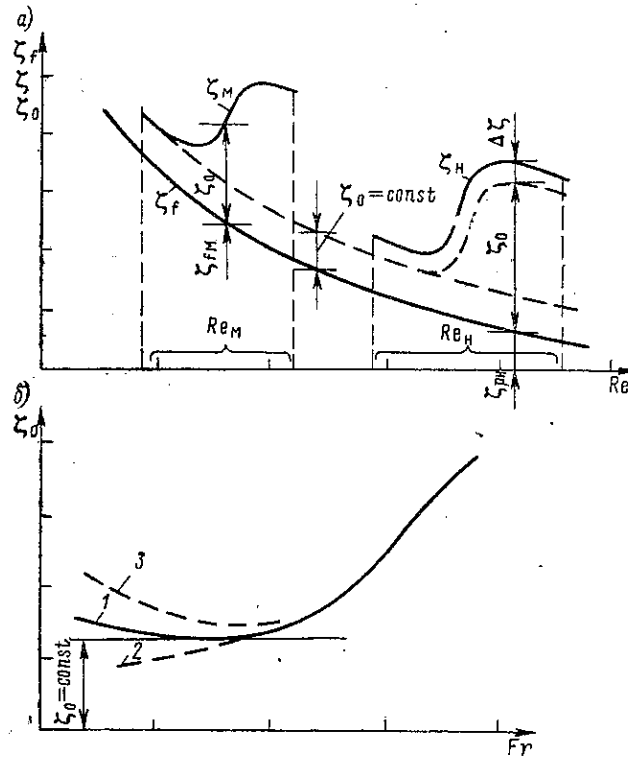


Рис. 63. К пересчету результатов буксировочных испытаний модели на натуру

туры) и зависящий одновременно от чисел  $Re$  и  $Fr$ , соответствующих выражениям (V.24) и (V.25), можно представить как сумму

$$\zeta = \zeta(Re, Fr) = \zeta_1(Re) + \zeta_2(Fr). \quad (\text{VIII.1})$$

Моделирование условий движения надводных судов в опытовых бассейнах осуществляется в соответствии с законом подобия Фруда ( $Fr_n = Fr_m$ ). Тогда получается технически выполнимое соотношение (V.28), т. е.  $\bar{v}_F = \frac{v_m}{v_n} < 1$ . Однако закон подобия Рейнольдса ( $Re_n = Re_m$ ) при этом не соблюдается, так как не выполняется соотношение (V.29), согласно которому  $\bar{v}_R = \frac{v_m}{v_n} \gg 1$ . При пересчете результа-



тов буксировочных испытаний модели на натуре обычно используют видоизмененный способ Фруда. Он (рис. 63, а) основан на раздельном определении составляющих немоделируемого вязкостного сопротивления  $R_v = R_f + R_s$  (или коэффициента  $\zeta_v = \zeta_f + \zeta_s$  (см. § 23). При этом вводятся следующие допущения:

1. Основную часть величины  $\zeta_v$  рассчитывают для модели и судна как коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины  $\zeta_{f_0}$ . В обоих случаях значения  $\zeta_{f_0}$  определяют в зависимости от чисел Рейнольдса  $Re_m$  и  $Re_n$  соответственно, т. е. на основании экстраполяторов трения для гидродинамически гладкой поверхности корпуса (см. § 24). Влияние всех видов шероховатости судовой поверхности учитывается общей надбавкой  $\Delta\zeta_f \approx \text{const}$ , а поверхность модели считают практически гладкой ( $\Delta\zeta_f \approx 0$ ).

2. Остальная часть величины  $\zeta_v$ , т. е.  $\zeta_v - \zeta_{f_0} = \zeta_s + \Delta\zeta'_f$  (включающая коэффициент сопротивления формы  $\zeta_s$  и разницу  $\Delta\zeta'_f = \zeta_f - \zeta_{f_0}$  в значениях коэффициента сопротивления трения криволинейной судовой поверхности и эквивалентной пластины), не зависит от чисел  $Re$  и  $Fr$  (см. § 25 и 26). Следовательно, значения  $(\zeta_s + \Delta\zeta'_f)$  могут быть приняты постоянными и одинаковыми для модели и судна. Это позволяет ввести в рассмотрение коэффициент остаточного сопротивления  $\zeta_o$ , который определяют по формуле (V.11), содержащей две составляющие — вязкостную  $\zeta_s + \Delta\zeta'_f \approx \text{const}$  и волновую  $\zeta_w(Fr)$ . Тогда пересчет значений  $\zeta_o$  (или остаточного сопротивления  $R_o$ ) на основе результатов модельных испытаний можно производить по соотношениям (VI.8) или (VI.9), т. е.

$$\zeta_{o_n} = \zeta_{o_m} = \zeta_o; \quad \frac{R_{o_n}}{D_n} = \frac{R_{o_m}}{D_m} = \frac{R_o}{D}, \quad (\text{VIII.2})$$

если

$$Fr_n = Fr_m; \quad v_n = v_m \sqrt{\frac{1}{k}},$$

где  $\frac{1}{k}$  — масштаб модели.

Если на корпусе модели отсутствуют выступающие части, то для натурального судна их сопротивление учитывают надбавкой  $\Delta\zeta_s$ . Для судов с умеренными скоростями ( $Fr < 0,35$ ) вводят также надбавку  $\Delta\zeta_a$  на воздушное сопротивление, которое особо не определяют. Если учесть надбавки  $\Delta\zeta_s + \Delta\zeta_a \approx \text{const}$  (см. § 25), то коэффициент полного сопротивления в соответствии с выражением (VIII.1) для натурального судна

$$\zeta_n = \zeta_o + \zeta_{f_n} + \Delta\zeta, \quad (\text{VIII.3})$$

причем

$$\zeta_o = \zeta_{o_n} = \zeta_{o_m} \quad \text{при} \quad Fr = Fr_n = Fr_m;$$

$$\zeta_{o_m} = \zeta_m - \zeta_{f_m}; \quad \zeta_{f_m} = \zeta_{f_s} \text{ при } Re = Re_m;$$

$$\zeta_{f_n} = \zeta_{f_s} \text{ при } Re = Re_n > Re_m \text{ (если } Fr_n = Fr_m);$$

$$\Delta\zeta = \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_s + \Delta\zeta_a \approx \text{const.}$$

Полученная таким образом величина  $\zeta_n = \zeta_n(Re_n, Fr_n)$  позволяет определить полное сопротивление (буксировочное) для натурального судна

$$R_n = \zeta_n \frac{\rho v_n^2}{2} \Omega_n. \quad (\text{VIII. 4})$$

и построить кривую  $R_n(v_n)$  или  $N_{R_n}(v_n)$ .

В изложенном способе пересчета результатов буксировочных испытаний модели на натуре имеются принципиальные неточности. Они обусловлены тем, что величина  $R_o$  (или  $\zeta_o$ ) включает не только волновую, но и вязкостные составляющие, которые подчиняются закону подобия Рейнольдса, а не Фруда. Однако это не вносит существенных погрешностей, поскольку вязкостные составляющие величины  $R_o$  (или  $\zeta_o$ ) обычно малы (см. § 25 и 26). Тем не менее, результаты испытаний можно считать достоверными лишь в том случае, если полученные экспериментальные данные соответствуют допущениям, принятым при пересчете таких данных на натуре. Анализ достоверности экспериментальных данных (рис. 63, б) сводится к проверке вида начального участка кривой  $\zeta_o(Fr)$ .

Очевидно, что при малых значениях  $Fr$ , исключающих заметное волнообразование, должно выполняться условие  $\zeta_o \approx \text{const}$ , поскольку в данном случае  $\zeta_w \approx 0$ , а  $\zeta_o \approx \zeta_s + \Delta\zeta_f'$  (см. также § 26). Кривая  $\zeta_o(Fr)$  с таким начальным участком (1 на рис. 63, б) обычно получается для моделей, выполненных в достаточно крупном масштабе и снабженных турбулизаторами, и может быть использована для пересчета на натурное судно. Для моделей, испытанных без турбулизаторов и имеющих вследствие этого значительные ламинарные участки пограничного слоя в носовой оконечности, обычно получаются кривые  $\zeta_o(Fr)$ , ординаты начального участка которых (2 на рис. 63, б) непрерывно убывают с уменьшением чисел  $Fr$ . Для моделей, выполненных в малом масштабе и обтекаемых с местными отрывами пограничного слоя от поверхности корпуса, наоборот, характерны кривые  $\zeta_o(Fr)$ , у которых ординаты начального участка (3 на рис. 63, б) резко возрастают при уменьшении чисел  $Fr$ .

**Натурная проверка буксировочного сопротивления.** Величину сопротивления  $R$  для данного судна можно наиболее точно определить на основании его натуральных буксировочных испытаний. Однако такие эксперименты весьма сложны и трудоемки. Поэтому их проводят лишь в тех случаях, когда необходима натурная проверка достоверности кривой  $R(v)$ , полученной расчетом или на основании результатов модельных испытаний.

Натурные буксировочные испытания следует проводить в условиях, исключающих влияние различных гидрометеорологических факторов (ветра, волнения, глубины и ширины фарватера, течения и т. п.)

на величину  $R$ , а следовательно, и на скорость судна  $v \leq v_{\max}$ . Так, глубина фарватера в месте проведения испытаний должна быть не менее наибольшего из значений (см. § 27)

$$H'_{\phi \min} \approx 6T; \quad H''_{\phi \min} \approx \frac{4v_{\max}^2}{g}!$$

первое из которых соответствует отсутствию влияния мелководья на вязкостное сопротивление, а второе — на волновое (при  $v_{\max} \leq 0,5 \sqrt{gH_{\phi \min}}$ ). Корпус судна обычно буксируется на тросе одним или даже двумя судами. Длина троса должна быть не менее 3—4 длин буксирного судна, чтобы избежать влияния вызванных скоростей от его корпуса и движителей на величину  $R$ . Движители буксируемого судна должны быть сняты с него или свободно вращаться, чтобы исключить или свести до минимума влияние их сопротивления на результаты испытаний.

Скорость буксировки судна (относительно берега) обычно определяют по времени пробега специально оборудованной мерной линии, протяженность которой точно известна. Для непосредственного измерения скорости  $v$  (относительно воды) используют лаги того или иного типа — гидрометрические вертушки, напорные трубки и т. п. Буксировочное сопротивление судна  $R$  фиксирует гидравлический или механический (пружинный) динамометр. По результатам нескольких буксировок судна с заданными скоростями можно построить кривую  $R(v)$  или  $N_R(v)$ .

### § 31. Приближенные способы расчета сопротивления

**Общие указания по применению приближенных способов расчета.** Все приближенные способы расчета буксировочного сопротивления  $R$  (или соответствующей ему мощности  $N_R$ ) для проектируемого судна основаны на использовании эмпирических данных, таких, как кривая  $R(v)$  для подходящего прототипа, достаточно близкого по форме обводов корпуса к проектируемому судну, либо как графики или формулы, полученные в результате анализа и обобщения материалов буксировочных испытаний серии моделей. Соответствие формы обводов проектируемого судна и его прототипа или серии моделей устанавливают лишь по ограниченному числу безразмерных геометрических элементов корпуса (обычно не более трех), например  $\frac{L}{B}$ ,  $\frac{B}{T}$  и  $\delta$ . Этим и обусловлен приближенный характер рассматриваемых способов расчета.

Если еще не разработан окончательно теоретический чертеж (см. § 5), то смоченную поверхность  $\Omega$  для голого корпуса судна (без выступающих частей) приходится определять по эмпирическим формулам. В частности, рассчитывать  $\Omega$  для судов внутреннего плавания с обычными (нетоннельными) кормовыми обводами можно по формуле, предложенной В. Л. Ковалевым и Ю. Л. Шацманом (ЛИВТ), если представить ее в виде

$$\Omega = \bar{\omega} V^{2/3}, \quad (\text{VIII.5})$$

где  $V$  — водоизмещение судна, имеющего заданные главные размеры  $L, B, T$ , м<sup>3</sup>;  $\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$  — относительная смоченная поверхность корпуса, определяемая по графику (рис. 64) в зависимости от значений  $\bar{L} = \frac{L}{V^{1/3}}$  и  $\frac{B}{T}$ .

Смоченная поверхность судна с выступающими частями (см. § 25), как правило, на 1—2% превосходит ее значение  $\Omega$ , вычисленное для голого корпуса, а при установке скуловых килей — на 3%. У судов с тоннельными обводами кормы (см. рис. 14) смоченная поверхность также несколько больше, чем с обычными обводами (на 2—3% для каждого тоннеля и на 1—2% для полутоннеля).

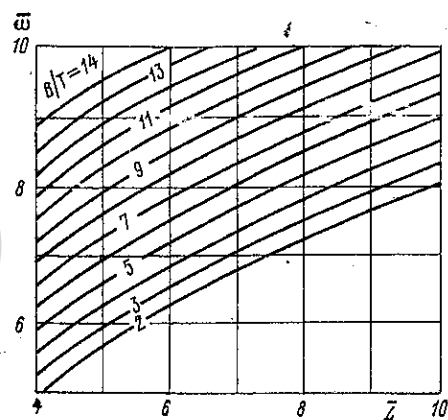


Рис. 64. К определению смоченной поверхности судна

Некоторые приближенные способы расчета позволяют непосредственно найти полную величину  $R$  (или мощность  $N_R$ ), а другие — только остаточное сопротивление  $R_o$ . Последние способы более обоснованны, поскольку в любом из них обычно используются экспериментальные данные, полученные при пересчете лишь величины  $R_o$  или ее коэффициента  $\zeta_o$  с модели на натуру (см. § 30).

**Рекомендуемые приближенные способы расчета.** Один из наиболее распространенных на практике приближенных способов определения величины  $R$  (или  $N_R$ ) основан на пересчете значений коэффициента остаточного сопротивления  $\zeta_o$  ( $F_r$ ) по имеющейся зависимости  $\zeta_o' (F_r')$  для судна-прототипа. Коэффициент сопротивления трения  $\zeta_f \approx \zeta_f'$  и общая надбавка  $\Delta\zeta$  на влияние всех дополнительных составляющих сопротивления определяются по данному способу так же, как и при пересчете результатов буксировочных испытаний модели на натуру (см. § 30).

Рассматриваемый способ пересчета значений  $\zeta_o (F_r)$  не приводит к существенным погрешностям лишь в том случае, если у проектируемого судна и выбранного прототипа сравнительно мало отличаются соотношения главных размерений  $\frac{L}{B}$ ,  $\frac{B}{T}$  и форма обводов корпуса, особенно в оконечностях. Это объясняется тем, что несоответствие важнейших геометрических характеристик корпуса того и другого судна учитывается так называемыми коэффициентами влияния, т. е. определенными поправками, которые вводятся в известную величину  $\zeta_o$  при числе Фруда  $F_r' = F_r$  способом наложения [7]. Его применение основано на допущении, что влияние любой из принятых геометриче-

ских характеристик корпуса, например  $\frac{L}{B}$ , на величину  $\zeta_0$  учитывается при неизменных значениях прочих характеристик (в частности,  $\frac{B}{T} = \text{const}$  и  $\delta = \text{const}$ ).

Если отсутствует подходящий прототип (с значениями  $\frac{L}{B}$ ,  $\delta$  и т. д., достаточно близкими к заданным), то ординаты кривой буксировоч.

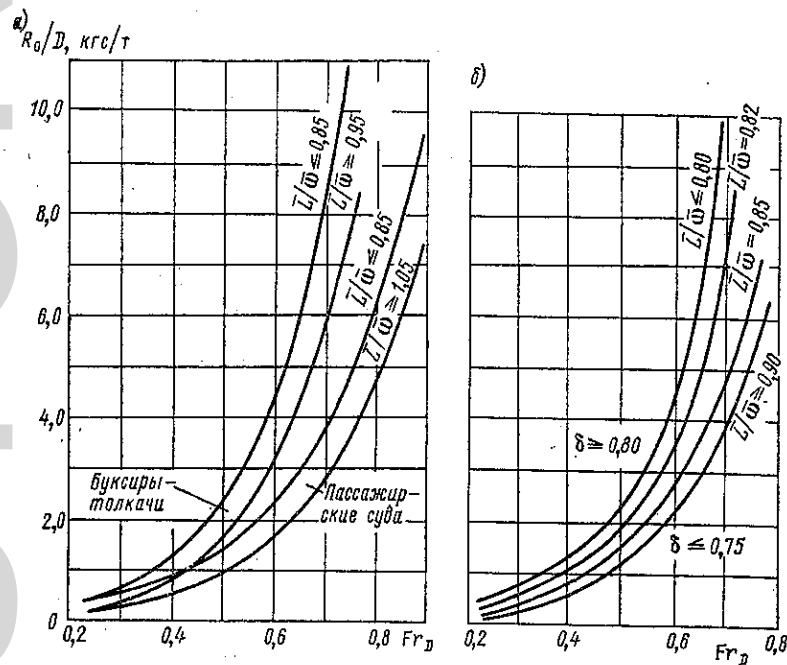


Рис. 65. Удельное остаточное сопротивление:  
 а — пассажирские суда и буксиры-толкачи; б — грузовые суда (самоходные) и баржи

ного сопротивления  $R$  ( $v$ ) для судов внутреннего плавания можно определить по изложенному ниже приближенному способу. Он основан на анализе и обобщении материалов испытаний моделей упомянутых судов в опытовых бассейнах. Рекомендуемый способ позволяет сравнивать форму обводов различных судов по величине удельного сопротивления  $\varepsilon_R = \frac{R}{D}$  (при  $R$  в кгс,  $D$  — в т,  $\gamma = 1,0 \text{ т/м}^3$ ).

В качестве важнейших характеристик формы обводов корпуса в данном способе принимаются относительные значения длины судна  $\bar{L} = \frac{L}{v^{2/3}}$  и его смоченной поверхности  $\bar{\omega} = \frac{\Omega}{v^{2/3}}$ , от которых наиболее существенно зависят основные составляющие сопротивления воды

( $R_o$  и  $R_f \approx R_{f_s}$ ). Значения  $\frac{R}{D}$  (или  $\frac{R_o}{D}$  и  $\frac{R_f}{D}$ ) определяют в зависимости от заданной относительной скорости, представленной в виде

$$Fr_D = \frac{v}{\sqrt{gV^{1/3}}} = Fr \sqrt{\bar{L}} \quad (\text{VIII.6})$$

и позволяющей связать величину  $\frac{R}{D}$  с коэффициентом полного сопротивления  $\zeta$  соотношением

$$\frac{R}{D} = \frac{1}{2} \bar{\omega} Fr_D^2 \zeta 10^3 = \frac{1}{2} \bar{\omega} L Fr^2 \zeta 10^3. \quad (\text{VIII.7})$$

Величина удельного остаточного сопротивления  $\frac{R_o}{D}$  при заданном

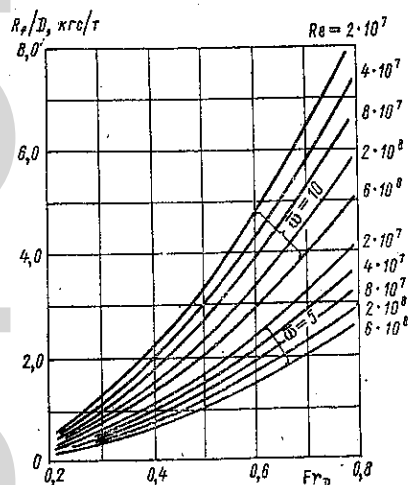


Рис. 66. Удельное сопротивление трения (для технически гладкой поверхности)

значении числа Фруда  $Fr_D$  (рис. 65) для судов различного типа снижается с возрастанием отношения  $\frac{\bar{L}}{\bar{\omega}}$ . На величину  $\frac{R_o}{D}$  для самоходных грузовых судов и толкаемых барж также влияет коэффициент полноты водоизмещения  $\delta$ , если его значения возрастают от 0,71 — 0,75 до 0,80 — 0,87.

Удельное сопротивление трения  $\frac{R_f}{D} \approx \frac{R_{f_s}}{D}$  при заданном значении  $Fr_D$  для гладкой судовой поверхности, которая заменяется эквивалентной пластиной (см. § 24), повышается с возрастанием величины  $\bar{\omega}$  (рис. 66), если числа Рейнольдса  $Re = \frac{vL}{\nu} = \text{const}$  (причем  $\nu =$

$= 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  при  $t = 4^\circ \text{ С}$ ). Величину  $\frac{R_f}{D}$  для всех значений  $5 < \bar{\omega} < 10$  и  $2 \cdot 10^7 < Re < 6 \cdot 10^8$  определяют линейной экстраполяцией. Влияние всех видов шероховатости судовой поверхности учитывается поправочным множителем  $c_f = 1,25 - 1,30$ , который вводится в величину  $\frac{R_f}{D}$ .

Величину буксировочного сопротивления  $R$  для данного судна при скорости  $v = Fr_D \sqrt{gV^{1/3}}$  рекомендуется принимать по формуле

$$R = c_b c_a \left( \frac{R_o}{D} + c_f \frac{R_f}{D} \right) D, \quad (\text{VIII.8})$$

которая содержит поправочные множители  $c_b$  и  $c_a$ . Они соответственно учитывают влияние выступающих частей корпуса и условий плавания

Таблица 3

Приближенный расчет буксировочного сопротивления судна

$$L \times B \times T = \dots \times \dots \times \dots \text{ м}; \quad \delta = \dots; \quad V = \delta L B T = \dots \text{ м}^3; \quad D = \gamma V = \dots \text{ т};$$

$$\bar{L} = \frac{L}{V^{1/3}} = \dots; \quad \frac{B}{T} = \dots; \quad \bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}} = \dots; \quad \frac{\bar{L}}{\bar{\omega}} = \dots; \quad \nu = 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$c_f = \dots; \quad c_k = \dots; \quad c_a = \dots; \quad c_k \cdot c_a \cdot D = \dots \text{ т}.$$

$$F_{\Gamma_D} \text{ (задается)}$$

$$v = F_{\Gamma_D} \sqrt{g V^{1/3}} \text{ м/с}$$

$$\frac{R_o}{D} (\bar{L}/\bar{\omega}, \delta) \text{ кгс/т}$$

$$Re = \frac{v L}{\nu}$$

$$\frac{R_f}{D} (Re) \text{ кгс/т при } \bar{\omega} = 5,0$$

$$\frac{R_f}{D} (Re) \text{ кгс/т при } \bar{\omega} = 10,0$$

$$\frac{R_f}{D} (Re) \text{ кгс/т при } \bar{\omega} = \dots$$

$$c_f \frac{R_f}{D} \text{ кгс/т}$$

$$\frac{R_o}{D} + c_f \frac{R_f}{D} \text{ кгс/т}$$

$$R = \left( \frac{R_o}{D} + c_f \frac{R_f}{D} \right) D c_k c_a \text{ кгс}$$

$$v_k = 3,6 v \text{ км/ч}$$

судна на величину  $R$  [15]. Значения  $c_k$  в среднем можно принимать равным 1,03 для судов с одновальнoй установкой; 1,05 — с двухвальнoй. Если условия плавания судна такие же, как и при проведении ходовых испытаний (см. § 21), то значения  $c_a$  обычно находятся в пределах 1,05 — 1,10 и зависят главным образом от размеров и формы надстроек. Практическая схема расчета сопротивления  $R$  для судна по данному способу приведена в табл. 3.

## Глава IX

### СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ С ДИНАМИЧЕСКИМИ ПРИНЦИПАМИ ПОДДЕРЖАНИЯ

#### § 32. Особенности сопротивления движению гλισсирующих судов

Режимы движения судов без отрыва корпуса от поверхности воды. На смоченную поверхность судна  $\Omega$ , движущегося с некоторой скоростью  $v$ , действует гидродинамическая сила поддержания  $Y_Q$  (см. рис. 47). Она возрастает с увеличением скорости и вызывает всплытие корпуса судна. Вследствие этого погруженный объем корпуса  $V_v$  оказывается меньше, чем его величина  $V$  на стоянке (при  $v = 0$ ). Соответственно уменьшается и архимедова сила поддержания  $D_v = \gamma V_v$  по сравнению с ее значением  $D = \gamma V$ , равной весу судна  $P_c$  (иначе, его «нагрузке»). Гидродинамический момент  $M_Q$  (см. рис. 47) вызывает при этом ходовой дифферент судна на корму. Условие динамического равновесия для судна, средняя осадка корпуса которого при равномерном прямолинейном движении ( $v = \text{const}$ ) должна оставаться неизменной ( $T = \text{const}$ ), соответствует уравнение

$$P_c - D_v - Y_Q = 0. \quad (\text{IX.1})$$

В зависимости от соотношения между гидростатической  $D_v$  и гидродинамической  $Y_Q$  составляющими силы поддержания, входящими в левую часть уравнения (IX.1), различают указанные ниже характерные режимы движения судов без отрыва их корпуса от свободной поверхности воды:

1. П л а в а н и е — режим движения судов, при котором сила  $Y_Q$  настолько мала, что еще не оказывает существенного влияния на их посадку. В этом случае уравнение (IX.1) имеет практически такой же вид, как и для судна на стоянке, т. е.  $P_c = D = \gamma V$  (закон Архимеда). Гидродинамическим дифференцирующим моментом  $M_Q$  при плавании судна также можно пренебречь.

2. П е р е х о д н ы й р е ж и м характеризуется появлением значительной по величине силы  $Y_Q$ , вызывающей всплытие корпуса судна на ходу. Этому режиму движения соответствует уравнение равновесия (IX.1). Под действием момента  $M_Q$  появляется значительный дифферент судна на корму. Переходный режим, как и плавание, характерен для водоизмещающих судов (см. § 21).



3. Г л и с с и р о в а н и е — скольжение судна по свободной поверхности воды при достижении высоких скоростей движения, вызывающих почти полное всплытие корпуса и меньший, чем в переходном режиме, ходовой дифферент на корму. Уравнение (IX.1) принимает вид

$$P_c - Y_Q \approx 0 \text{ или } P_c \approx Y_Q, \quad (\text{IX.2})$$

поскольку из-за всплытия сила  $D_v = \gamma V_v \approx 0$ , т. е. судно переходит к движению с динамическим поддержанием корпуса относительно поверхности воды. Момент  $M_Q$  при глиссировании несколько меньше, чем при переходном режиме движения.

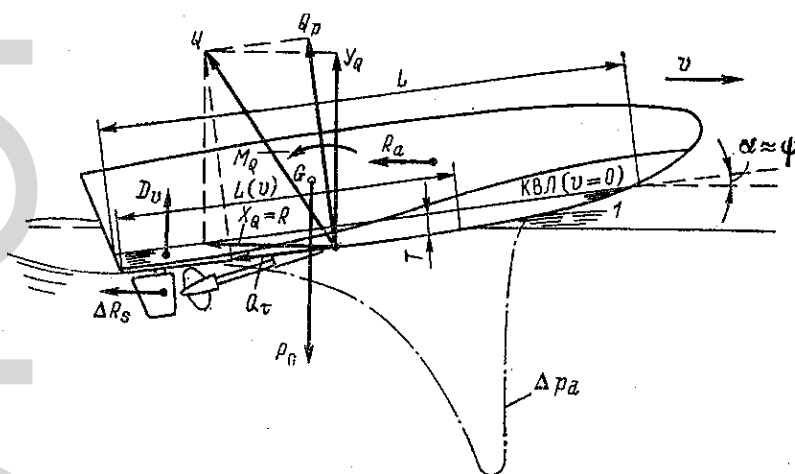


Рис. 67. Силы, действующие на глиссирующее судно  
1 — брызговая струя

Резкое изменение посадки судов на ходу приводит к тому, что длина их корпуса  $L$  по действующей ватерлинии становится переменной величиной, т. е.  $L = L(v)$ . Поэтому относительную быстроходность судов при всех указанных выше режимах движения лучше характеризовать числом Фруда, соответствующим выражению (VIII.6), а не (V.25). Так, значения  $Fr_D = \frac{v}{\sqrt{gV^{1/3}}}$  будут пропорциональны неизменной «нагрузке» судна  $P_c = D = \gamma V$  или его водоизмещению  $V$  на стоянке. Тогда режимы движения можно разграничить следующим образом:

- 1) при  $Fr_D \leq 1$  или  $Fr = \frac{1}{\sqrt{L}} Fr_D \leq \frac{1}{\sqrt{L}}$  — плавание;
- 2) при  $1 < Fr_D < 3$  или  $\frac{1}{\sqrt{L}} < Fr < \frac{3}{\sqrt{L}}$  — переходный режим;
- 3) при  $Fr_D \geq 3$  или  $Fr = \frac{3}{\sqrt{L}}$  — глиссирование.

**Составляющие сопротивления движению глиссирующих судов.**  
 Днищу глиссирующего судна в кормовой оконечности придается форма плоской или слегка килеватой пластины, которая при движении с высокими относительными скоростями ( $F_{гD} \geq 3$ ) является несущей поверхностью. Между такой поверхностью (рис. 67) и направлением скорости набегающего потока  $v$  (в обращенном движении) образуется угол атаки  $\alpha$ , который при глиссировании обычно не превышает  $4-6^\circ$ .

Система гидродинамических сил, распределенных на смоченной части глиссирующей пластины днища, приводится к равнодействующей  $Q$ , момент которой  $M_Q$  относительно ЦТ судна  $G$  способствует созданию необходимого угла ходового дифферента  $\psi \approx \alpha$ . Равнодействующая  $Q$  представляет собой геометрическую сумму силы трения  $Q_\tau$  и силы гидродинамического давления  $Q_p$ , которые направлены соответственно вдоль поверхности пластины и перпендикулярно к ней.

Вертикальные составляющие сил  $Q_p$  и  $Q_\tau$  образуют гидродинамическую силу поддержания  $Y_Q$ . Она называется подъемной силой и в режиме глиссирования составляет

$$Y_Q = Q_p \cos \alpha - Q_\tau \sin \alpha \approx Q_p \cos \alpha, \quad (\text{IX.3})$$

поскольку углы атаки  $\alpha$  малы. Горизонтальные составляющие сил  $Q_\tau$  и  $Q_p$  создают сопротивление воды движению глиссирующего судна  $R$ , причем

$$R = Q_\tau \cos \alpha + Q_p \sin \alpha = R_f + R_d, \quad (\text{IX.4})$$

где  $R_d \approx D \operatorname{tg} \alpha$  (при  $D \approx Y_Q$ ;  $Y_Q \approx Q_p \cos \alpha$ ).

Первое слагаемое в выражении (IX.4) представляет собой сопротивление трения  $R_f$ , а второе — сопротивление давления  $R_d$ . Однако они существенно отличаются от соответствующих составляющих сопротивления  $R$  для водоизмещающих судов (см. § 23). Так, сопротивление трения  $R_f$  зависит от смоченной поверхности  $\Omega(v)$ , которая резко уменьшается с ростом скорости глиссирующего судна  $v$ . Сопротивление же формы  $R_s$ , входящее в величину  $R_d$ , можно не учитывать, поскольку в данном случае влияние вязкости жидкости на распределение гидродинамических давлений по поверхности  $\Omega(v)$  пренебрежимо мало. Наконец, сопротивление  $R_d$  при заданной нагрузке глиссирующего судна определяется в основном углом дифферента  $\psi \approx \alpha$  и обусловлено образованием не только волн, но и брызговой струи. Брызговая струя (см. рис. 67) возникает под действием значительных перепадов давления  $\Delta p_d$  на участках глиссирующей поверхности днища, соприкасающихся с возмущенным уровнем воды. Проекция реакции этой струи, направленная в сторону, противоположную перемещению судна, представляет собой брызговое сопротивление  $R_m$ . Оно возрастает с увеличением чисел Фруда  $F_{гD}$ , волновое сопротивление  $R_w$  при этом соответственно уменьшается.

При движении судна в режиме глиссирования ( $F_{гД} \gg 3$ ) существенное значение приобретают сопротивление выступающих частей корпуса  $\Delta R_s$  и воздушное сопротивление  $R_a$  (см. § 25). Таким образом, полное сопротивление движению глиссирующего судна

$$R = R_f + \Delta R_f + R_o + \Delta R_s + R_a, \quad (IX.5)$$

где  $R_f$  и  $\Delta R_f$  — соответственно сопротивление трения гладкой пластины днища и сопротивление от ее шероховатости;  $R_o \approx R_a$  — остаточное сопротивление голого корпуса (без выступающих частей).

Переход к режиму глиссирования ( $F_{гД} \gg 3$ ) — один из возможных путей снижения сопротивления воды (главным образом величины  $R_w$ ), практически приемлемый для сравнительно небольших быстроходных судов. Для этого они должны иметь повышенную энерговооруженность (см. § 29), а также специфическую форму обводов корпуса, которая способствует выходу на режим глиссирования и устойчивости движения судна в рассматриваемом режиме. Кроме того, форма обводов корпуса должна обеспечивать как минимальное удельное сопротивление

$\epsilon_R = \frac{R}{D} \approx \frac{R}{Y_Q}$  (обратное

качество) при движении глиссирующего судна на тихой воде, так и достаточную его мореходность на волнении. Компромиссное решение этой задачи достигается выбором обводов, которые сочетают плоскокилеватую форму днища, остроскулые шпангоуты (с резким изломом скулы) и транцевую корму (см. § 6). Наибольшая килеватость придается носовым шпангоутам, а по мере приближения к миделю она уменьшается.

У глиссирующих судов ( $F_{гД} \gg 3$ ) с такой формой обводов корпуса значительно меньшее удельное сопротивление  $\epsilon_R = \frac{R}{D}$ , чем у судов с обычными круглоскулыми обводами (рис. 68). Однако при меньших скоростях, особенно в переходном режиме движения, при плоскокилевой форме обводов сопротивление воды больше, чем при круглоскулой. Некоторые глиссирующие суда имеют редан (уступ) перед участком днища, несущим основную часть нагрузки  $D = P_c$ . Устройство редана (иногда нескольких) позволяет дополнительно снизить величину  $\epsilon_R$  при высоких значениях  $F_{гД}$  (см. рис. 68). Это достигается в результате уменьшения смоченной поверхности днища и более благоприятного распределения давлений на ее участках вблизи редана и кормы судна. Однако такая форма обводов несколько ухудшает мореходные качества судна при движении на волнении из-за уменьшения килеватости днища около редана.

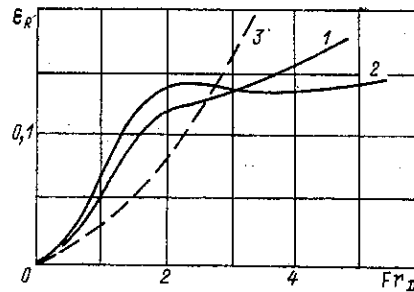


Рис. 68. Кривые удельного сопротивления судов

1, 2 — глиссирующих без редана и с реданом; 3 — водоизмещающих

### § 33. Сопротивление движению судов с отрывом корпуса от поверхности воды

Принцип движения судов на подводных крыльях. Одним из эффективных способов снижения сопротивления при высоких относительных скоростях движения судов (см. § 32) является применение несущих подводных крыльев. Они располагаются под корпусом судна и крепятся к нему стойками (рис. 69). Несущее крыло, в том числе и подводное, предназначено для создания подъемной силы  $Y_k$ , которая представляет собой проекцию результирующей гидродинамических сил  $Q$  на нормаль (ось  $y$ ) к направлению скорости невозмущенного потока жидкости  $v$ , набегающего на крыло (в обратном движе-

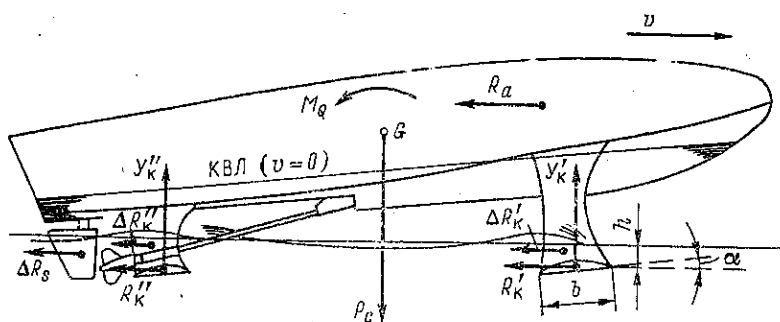


Рис. 69. Силы, действующие на судно при движении на подводных крыльях

нии) под некоторым кромочным углом атаки  $\alpha$ . Угол измеряется между направлением скорости  $v$  (осью  $x$ ) и хордой крыла — линией, проходящей через его носовую и кормовую кромки (см. рис. 69).

Движение судов на подводных крыльях (СПК) можно осуществить лишь при высоких относительных скоростях ( $Fr_D > 2$ ), когда система крыльев создает суммарную подъемную силу  $\sum Y_k$ , равную весу судна  $P_c$ . При этом происходит «отрыв» корпуса судна от свободной поверхности воды. Условию равновесия судна (см. § 32) соответствует уравнение

$$P_c - \sum Y_k \approx 0. \quad (IX.6)$$

На основании теории подобия потоков жидкости (см. § 22) подъемная сила  $Y_k$  каждого из крыльев с площадью  $F_k$  (в плане) может быть принята равной

$$Y_k = C_y \frac{\rho v^2}{2} F_k,$$

где  $C_y$  — безразмерный коэффициент подъемной силы, зависящей для данного крыла от угла атаки  $\alpha$  и относительного погружения  $\bar{h} = \frac{h}{b}$  (в долях хорды крыла  $b$ ).

■ Так как плотность воды значительно выше, чем воздуха (см. § 21), то для обеспечения требуемой подъемной силы  $\Sigma Y_k \approx P_c$  при заданной скорости движения судна достаточна относительно небольшая площадь подводных крыльев  $\Sigma F_k$ . Подводные крылья обычно имеют прямоугольную или стреловидную форму в плане и относительное удлинение  $\bar{l} = \frac{l}{b} = 4-9$  (где  $\bar{l}$  — размах крыла, т. е. размер поперек потока).

Поперечные сечения подводных крыльев выполняют, как правило, в виде плоско-выпуклого сегмента.

Обычно на судах устанавливают два подводных крыла (с характеристиками  $l, b, F_k, \alpha, h$ ) по схеме «тандем», т. е. одно в носовой оконечности корпуса, а другое — в кормовой (см. рис. 69). Основное же различие между системами подводных крыльев заключается в способе вертикальной стабилизации движения судна и сохранения постоянной высоты подъема его корпуса над поверхностью воды (при  $v = \text{const}$ ).

Так, при установке малопогруженных крыльев ( $\bar{h} \leq 1$ ) происходит «саморегулирование» подъемной силы в результате естественного изменения углов атаки  $\alpha$  по мере увеличения скорости движения  $v$  и приближения крыла к свободной поверхности воды [13]. При уменьшении величины  $\bar{h}$  у малопогруженных крыльев коэффициенты  $C_y$  и  $C_x$  (последний входит в формулу  $R_k = X_k = C_x \frac{\rho v^2}{2} F_k$ , см. § 22) уменьшаются.

Такие крылья выполняют плоскими или слегка килеватыми и применяют на судах, эксплуатируемых на внутренних водных путях. Они обеспечивают минимальные значения удельного сопротивления  $\varepsilon_R = \frac{R}{P_c} \approx \frac{R}{\Sigma Y_k}$  не только при движении судов на тихой воде, но и при ограниченной глубине фарватера.

На судах, предназначенных для эксплуатации в условиях развитого ветрового волнения, целесообразно применять глубокопогруженные ( $\bar{h} \geq 2$ ) автоматически управляемые крылья. Угол атаки  $\alpha$  у них можно изменять, поворачивая сами крылья или регулируя закрылки — элероны.

**Составляющие сопротивления движению СПК.** Удельное сопротивление  $\varepsilon_R$  и соотношение между его составляющими (рис. 70) существенно зависят от значений числа  $Fr_D$ , определяющих режимы движения таких судов [12]. При движении в водоизмещающем состоянии ( $Fr_D \leq 1$ ) наибольшим будет сопротивление корпуса судна, форма обводов которого характерна для глиссирующих судов (см. § 32). Максимум  $\varepsilon_R (Fr_D)$  наблюдается в переходном режиме движения («горб» кривой на рис. 70) и обычно соответствует выходу судна на носовое крыло ( $Fr_D \approx 1,5-1,8$ ), когда возникает интенсивное волно- и брызгообразование. Дальнейшее повышение скорости судна связано с преодолением этого максимума сопротивления, что требует значительного запаса мощности энергетической установки. Скорость судна, при которой происходит отрыв его корпуса от поверхности воды и переход к движению на крыльях, соответствует значению

$Fr_D \approx 2,2$ . Минимум кривой  $\varepsilon_R(Fr_D)$  в этом режиме обычно получается при значениях  $Fr_D \approx 2,5 - 3,0$  (см. рис. 70).

В результате выхода корпуса судна из воды, а также выбора формы крыльев и их погружения, удельное сопротивление  $\varepsilon_R = \frac{R}{P_c} \approx \frac{R}{\Sigma Y_k}$  становится ниже, чем при глиссировании. Полное сопротивление судов с малопогруженными крыльями после отрыва корпуса от поверхности воды равно

$$R = \Sigma R_k + \Delta R_k + \Delta R_s + R_a, \quad (IX.7)$$

где  $\Sigma R_k$  — сопротивление всех крыльев;  $\Delta R_k$  и  $\Delta R_s$  — соответственно общее сопротивление стоек крыльев и погруженных выступающих частей корпуса;  $R_a$  — воздушное сопротивление.

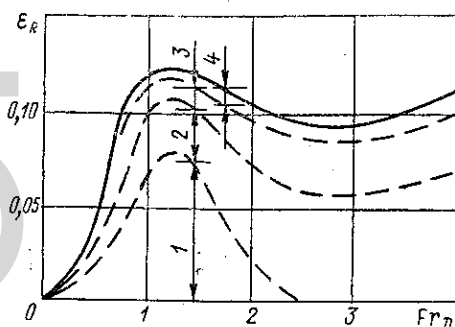


Рис. 70. Составляющие сопротивления движению судов на подводных крыльях  
1 — сопротивление корпуса; 2 — крыльев;  
3 — выступающих частей; 4 — воздуха

Сопротивление  $R_k$  (или  $C_x$ ) для малопогруженных крыльев достаточно большого размаха включает в основном вязкостную и волновую составляющие.

Принцип движения судов на воздушной подушке. Эффективным способом снижения сопротивления движению судов и повышения их скоростей является применение специальных аэродинамических устройств, т. е. создание слоя воздуха между корпусом судна и свободной поверхностью воды. Этого

можно достичь двумя путями (рис. 71): либо перейдя к движению судов на «воздушной подушке», либо используя принцип низколетящего крыла («экраноплана») [7, 9].

Суда на воздушной подушке (СВП) относятся к группе аппаратов, использующих экранирующий эффект близости опорной поверхности, вызывающий увеличение подъемной силы, которая необходима для частичного или полного отрыва корпуса от этой поверхности (например, воды). Полный отрыв корпуса от опорной поверхности возможен как на стоянке (судно «висит»), так и при поступательном перемещении («парит»). Таким образом, СВП — амфибийные транспортные средства, способные двигаться над водой при малой глубине фарватера, а также над сушей или льдом.

Непрерывно работающие вентиляторы, компрессоры или воздушно-реактивные двигатели нагнетают воздух под днище судна. Здесь образуется зона повышенного (избыточного) давления  $\Delta p_a$ , которая и обеспечивает динамический принцип поддержания корпуса, т. е. его подъем на некоторую высоту  $\Delta h$  над поверхностью воды. Величина  $\Delta p_a$  при заданной площади воздушной подушки  $S_a$  должна быть такой, чтобы возникающая подъемная сила  $Y_a = \Delta p_a S_a$  оказалась равной весу судна  $P_c$ , т. е.

$$P_c - Y_a \approx 0. \quad (IX.8)$$

Наибольшее распространение получили две принципиальные схемы образования («питания») воздушной подушки — воздушная камера под днищем судна и реактивное кольцевое сопло. Камерная схема (см. рис. 71, а) обеспечивает образование воздушной подушки в результате нагнетания воздуха в полость (купол) под днищем судна и избыточное давление  $\Delta p_a \approx \frac{P_c}{S_a}$ . Чтобы избежать растекания воздуха

через зазор между днищем и поверхностью воды, воздушную подушку отделяют от атмосферы свешивающимися частями корпуса: лодками-поплавками, бортовыми «ножами» — скегами (1), гибким ограждением — «юбкой» (2). В сопловой схеме (см. рис. 71, б) воздух подается в распределительную камеру, откуда он вытекает струей через кольцевое направляющее сопло, которое выполняют в виде узкой щели, идущей по всему периметру днища судна.

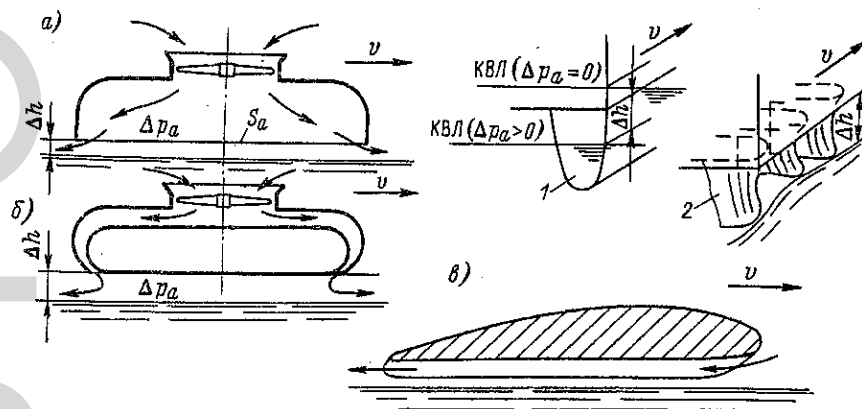


Рис. 71. Схемы судов на воздушной подушке  
1 — скеги; 2 — гибкие ограждения

Простейшей по конструкции является камерная схема СВП. Однако она оказывается достаточно эффективной только при малой высоте воздушной подушки  $\Delta h$  под корпусом судна. При больших значениях  $\Delta h$  более эффективной оказывается воздушная подушка в виде кольцевого сопла.

Экранирующий эффект увеличения подъемной силы вблизи опорной поверхности используется и при движении судна, выполненного в виде низколетящего крыла (см. рис. 71, в). Нагнетать воздух под днище такого судна нужно лишь в начальный момент движения. Однако это судно не может «висеть» неподвижно над опорной поверхностью.

Применение принципа динамической воздушной подушки целесообразно лишь при переходе к высоким скоростям судов ( $v > 200$  км/ч).

**Составляющие сопротивления движению СВП.** Сопротивление движению СВП при отсутствии погруженных в воду частей корпуса возникает в результате действия на него сил давления и сил трения со

стороны воздуха. Поскольку судно движется над водой, то происходит деформация ее свободной поверхности (волно- и брызгообразование). На корпус судна также действует реактивная сила  $R_n$ , которая возникает в результате работы вентилятора. Если его производительность  $V_a$ , то массе воздуха  $m_a = \rho_a V_a$  сообщается скорость движения судна  $v$ . Эта сила, как следует из закона количества движения,

$$R_n = m_a v = \rho_a V_a v \quad (\text{IX.9})$$

и называется импульсным сопротивлением.

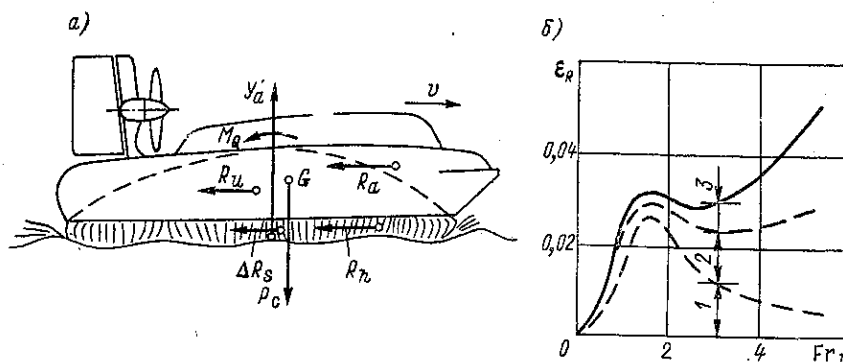


Рис. 72. Составляющие сопротивления движению СВП  
1 — гидродинамическое; 2 — импульсное; 3 — воздушное сопротивление

Таким образом, полное сопротивление движению СВП над поверхностью воды можно представить как сумму следующих составляющих (рис. 72, а):

$$R = R_h + R'_a = R_h + (R_a + R_n), \quad (\text{IX.10})$$

где  $R_h$  — гидродинамическое сопротивление, обусловленное влиянием волно- и брызгообразования на распределение давлений и касательных напряжений вдоль поверхности судна;  $R'_a = R_a + R_n$  — аэродинамическое сопротивление, возникающее при движении судна с работающими вентиляторами;  $R_a$  — воздушное сопротивление, вызванное обтеканием корпуса судна внешним потоком воздуха;  $R_n$  — импульсное сопротивление.

Характер изменения удельного сопротивления  $\epsilon_R = \frac{R}{P_c} \approx \frac{R}{Y_a}$  и соотношение между его составляющими зависит от режима движения СВП, т. е. от значений числа Фруда  $Fr_D$  (рис. 72, б). Так, при  $Fr_D < 0,8 - 1,0$  основную долю сопротивления дает гидродинамическая составляющая (сначала волновая, а затем брызговая). С ростом чисел  $Fr_D$  все большее значение приобретают аэродинамические составляющие сопротивления. Если судно имеет погруженные в воду выступающие части корпуса (например, бортовые skeги или подводные рули), то в величину  $R_h$  будет входить и их сопротивление  $\Delta R_s$ .



## В. ХОДКОСТЬ (СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ)

Глава X

### ОБЩИЕ СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

#### § 34. Судовые движители и их классификация

**Назначение движителей.** Судовыми движителями называют специальные устройства или механизмы, предназначенные для создания и поддержания полезной тяги (движущей силы), которая позволяет преодолеть сопротивление окружающей среды, обеспечить заданную скорость судна или состава. Если самоходное судно (см. рис. 47) перемещается с заданной скоростью  $v = \text{const}$  (м/с), то его движительный комплекс должен создавать полезную тягу  $P_{ек}$  (кгс), равную по величине и противоположную по направлению буксировочному сопротивлению  $R$  (см. § 30), т. е.

$$P_{ек} - R = 0.$$

Из этого условия следует, что каждый из одинаковых движителей при общем их числе  $x$  должен развивать полезную тягу

$$P_e = \frac{1}{x} P_{ек} = \frac{1}{x} R. \quad (X.1)$$

Полезную мощность  $N_{vk} = xN_v$  (кВт/с), создаваемую движительным комплексом при скорости  $v$ , можно найти по формуле

$$N_{vk} = P_{ек} v = Rv,$$

т. е. она будет равна буксировочной мощности судна  $N_R = Rv$  (см. § 30). У судов с энергетической установкой на работу движителя затрачивается некоторая мощность  $N_p$  (л. с.), подведенная к нему от главных двигателей. Так, например, для теплоходов

$$N_p = N_e \eta_w \eta_r, \quad (X.2)$$

где  $N_e$  — эффективная (тормозная) мощность двигателя внутреннего сгорания;  $\eta_w = 0,96 - 0,98$  — к. п. д. валопровода;  $\eta_r = 0,95 - 0,97$  — к. п. д. механической или гидравлической передачи.

Эффективность действия движителя как устройства для создания полезной тяги, характеризуется **пропульсивным коэффициентом**  $\eta$ . Он учитывает все гидромеханические потери, возникающие при работе движителя вблизи корпуса судна, и при  $P_{ек} = xP_e$ ;  $N_{vk} = xN_p$  равен

$$\eta = \frac{N_v}{N_p} = \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{P_{ек} v}{75 N_{pk}}. \quad (X.3)$$

Значения  $\eta$  для основного (расчетного) режима работы различных движителей обычно колеблются в пределах 0,35 — 0,75.

Движительный комплекс буксирного судна при заданной скорости  $v$  с составом барж на тросе также должен развивать полезную тягу  $P_{ек} = xP_e$ . Однако в данном случае она должна быть такова, чтобы преодолеть не только сопротивление  $R_6$ , которое испытывает судно, но и сопротивление  $R_c$ , которое оказывает состав барж. Следовательно, для буксирного судна должно выполняться условие

$$P_{ек} - (R_6 + Z) = 0.$$

Здесь величина  $Z = R_c$  представляет собой тягу на гаке буксирного судна (тяговое усилие). Следовательно,

$$P_e = \frac{1}{x} P_{ек} = \frac{1}{x} (R_6 + Z). \quad (X.4)$$

Полезной мощностью в этом случае считается тяговая мощность буксирного судна  $N_z = \frac{Zv}{75}$  л.с. Для оценки его тяговых показателей обычно используют буксировочный коэффициент, который при  $Z = P_{ек} - R_6$  равен

$$\eta_z = \frac{N_z}{N_{pk}} = \frac{Zv}{75xN_p} = \eta \left(1 - \frac{R_6}{xP_e}\right). \quad (X.5)$$

Этой же цели может служить удельная тяга на гаке  $\bar{Z} = \frac{Z}{xN_p}$  при данной скорости судна  $v$ , даже при  $v = 0$  (на швартовах). При обычных скоростях буксировки (10—12 км/ч) значения  $\eta_z = 0,35 - 0,45$  и сравнительно мало отличаются от  $\eta$ , поскольку сопротивление  $R_6 \ll R_c = Z$ , т. е.  $\frac{R_6}{xP_e} \approx \frac{R_6}{Z} \ll 1$ . Удельная тяга на гаке  $\bar{Z}$  при этих скоростях обычно равна 12—15 кгс/л.с., а при  $v = 0$  18—22 кгс/л.с.

Формулы (X.4) и (X.5) позволяют определить эффективность движителя толкача при движении с составом барж, если заданы значения сопротивления  $R_t \approx R_6$  для этого судна и его упор  $Z$  (усилие толкания). Если же известно сопротивление воды  $R_{ст} = R$  для всего состава, включая толкач, то целесообразнее использовать формулы (X.1) и (X.3). В данном случае величина  $\eta = 0,45 - 0,55$  при  $v > 12$  км/ч.

**Понятие о гидравлических движителях.** Все движители, применяемые на судах с энергетической установкой, относятся к гидрореактивному, или гидравлическому, типу. Любой из таких движителей представляет собой гидравлический механизм, рабочие детали которого — лопасти — захватывают массы жидкости, являющейся подвижной, податливой средой, и сообщают им некоторую дополнительную скорость в направлении, противоположном перемещению судна. Такая скорость жидкости (воды), создаваемая лопастями работающего движителя, называется осевой вызванной скоростью.

■ Гидродинамические силы, возникающие на лопастях работающего движителя должны давать составляющие, направленные в сторону его поступательного перемещения с некоторой скоростью  $v_p$  относительно воды. Равнодействующая этих составляющих представляет собой осевую силу  $P$ , называемую у п о р о м движителя. При установке движителя на судно сила  $P$  передается корпусу через жестко связанный с ним упорный подшипник. Движитель, перемещаясь поступательно, одновременно вращается на гребном валу с некоторой угловой скоростью  $\omega = 2\pi n$  (1/с), пропорциональной частоте вращения  $n$  (или числу оборотов в 1 с). В результате возникает момент сопротивления вращению движителя  $M$  (относительно его оси). В р а щ а ю щ и й м о м е н т  $M$  преодолевается крутящим моментом  $M'$  двигателя. Значения  $N_p$  (л. с.) и  $M = M'$  (кгс·м) связаны соотношением

$$N_p = \frac{1}{75} M \omega = \frac{2\pi}{75} M n. \quad (X.6)$$

Эффективность работы такого движителя, как и любого гидравлического механизма, предназначенного для создания осевой силы  $P$ , характеризуется его коэффициентом полезного действия (к. п. д.)  $\eta_p$ . Он равен отношению полезной мощности  $N'_v = P v_p$  к затраченной мощности  $N_p = \frac{1}{75} M \omega$  в л. с., т. е.

$$\eta_p = \frac{N'_v}{N_p} = \frac{P v_p}{M \omega}. \quad (X.7)$$

В основу классификации гидравлических движителей могут быть положены следующие отличительные признаки.

1. Распределение полезной тяги движительного комплекса  $P_{ек}$  между его основными частями. В зависимости от этого движители делят на два класса — лопастные и с направляющим устройством. В первом случае силу  $P_{ек}$  развивают в основном лопасти движителей, а во втором — она возникает и на неподвижных деталях направляющего устройства, которое является частью корпуса судна или жестко связано с ним.

2. Способ создания упора  $P$ . В зависимости от этого движители (главным образом лопастные) разделяют на две группы. К одной относятся движители, упор которых  $P$  представляет собой составляющую подъемной силы, возникающей на крылообразных лопастях, к другой — движители, у которых упор создается и как составляющая силы вязкостного сопротивления.

3. Конструктивный тип. В зависимости от этого судовые движители подразделяют на гребные винты, гребные колеса, крыльчатые движители и водометные (рис. 73).

Все гидравлические движители имеют некоторые общие для них характеристики, перечисленные ниже.

Сечение струи движителя  $F_p$  (м<sup>2</sup>) в том месте, где ее пересекают концы лопастей, называются рабочим, или г и д р а в л и ч е с к и м

сечением движителя. Так, например, для гребного винта диаметром  $D = 2R_B$  (м) это сечение будет (рис. 73, а)

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} = \pi R_B^2. \quad (X.8)$$

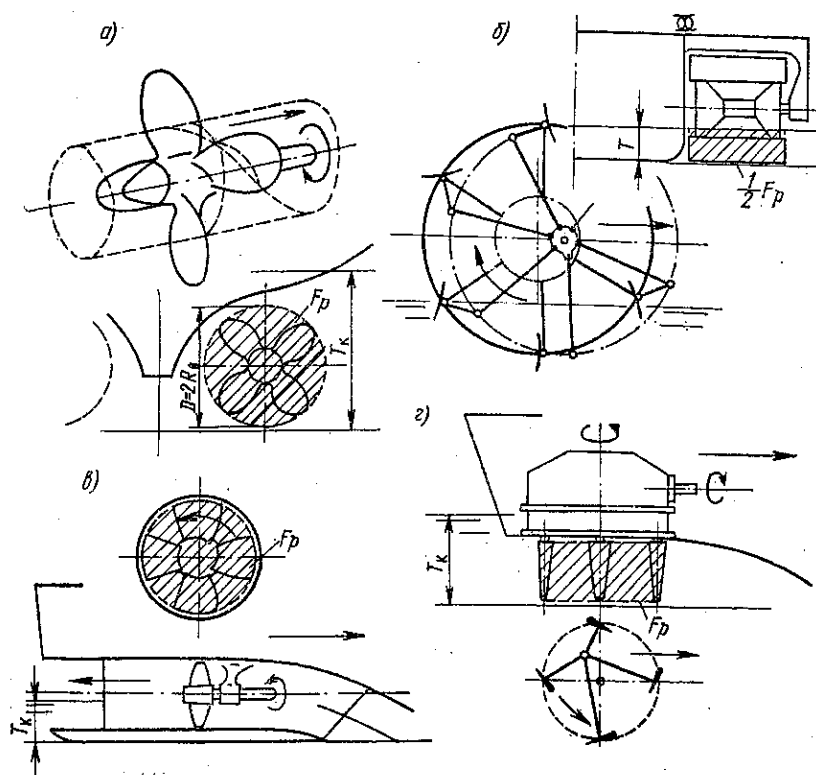


Рис. 73. Типы судовых движителей:  
а — гребной винт; б — гребное колесо; в — водометный; г — крыльчатый

Режим работы любого гидравлического движителя характеризуется безразмерной величиной — коэффициентом нагрузки (по упору), определяемым по формуле

$$\sigma_p = \frac{P}{\frac{\rho v_p^2}{2} F_p}, \quad (X.9)$$

структура которой соответствует выводам теории подобия потоков жидкости (см. § 22). Численные значения этого коэффициента могут изменяться от  $\sigma_p = 0,5$  для основного (расчетного) режима работы движителей быстроходных или глубокоосидающих судов (когда велика скорость  $v_p$  или площадь  $F_p$ ) до  $\sigma_p = \infty$  при работе любого движителя на швартовах ( $v_p = 0$ ).

**Конструктивные типы движителей.** Судовой гребной винт (рис. 73, а) имеет несколько лопастей (чаще три-четыре). Они располагаются на равных угловых расстояниях по поверхности ступицы, имеющей форму тела вращения и насаженной на гребной вал. Каждая лопасть образуется в результате пересечения участков двух винтовых поверхностей и представляет собой несущее крыло (см. также § 33).

Любой элемент лопасти перемещается поступательно вдоль оси, приблизительно совпадающей с направлением движения судна, и одновременно вращается вокруг той же оси. Упор, создаваемый таким элементом, возникает как осевая составляющая подъемной силы, действующей по нормали к направлению скорости потока воды, обтекающего крылообразный элемент лопасти с некоторым углом атаки.

Наиболее простой является конструкция винта фиксированного шага (ВФШ). Его лопасти закреплены на ступице неподвижно (иногда они делаются съемными). На некоторых судах применяют винты регулируемого шага (ВРШ). Их лопасти можно поворачивать специальным механизмом относительно осей, перпендикулярных оси гребного вала. Благодаря этому можно изменять как направление, так и скорость движения судна, не меняя направления вращения гребного вала.

Обычно гребные винты размещаются в кормовой оконечности корпуса судна. На некоторых судах (паромах, ледоколах) дополнительно устанавливают винты в носовой оконечности корпуса. Как правило, гребные винты достаточно глубоко погружены под поверхность воды при расчетной осадке судна. Исключением являются только полупогруженные винты на некоторых мелководных речных судах. Чаще всего на судах устанавливают либо один винт в ДП корпуса, либо два винта симметрично по бортам. На одновинтовых судах гребной вал опирается на подшипник, расположенный в кормовом дейдвуде корпуса, а на двухвинтовых — бортовые валы поддерживаются кронштейнами или так называемыми выкружками (обтекаемые наделки на корпусе). Как правило, на каждый вал устанавливают один винт. Иногда применяют два соосных винта, вращающихся в противоположных направлениях (реже в одну сторону).

Гребные винты обеспечивают высокий к. п. д. (0,70 — 0,75) при расчетном режиме работы, имеют относительно малый вес и умеренные габариты. Они надежны в эксплуатации, удобны для размещения на судах с любой формой обводов корпуса, позволяют применять легкие быстроходные главные двигатели и использовать различные направляющие устройства (например, поворотные насадки) для повышения эффективности действия движительно-рулевого комплекса (ДРК). Стоимость их изготовления сравнительно низкая, поэтому гребные винты являются сейчас наиболее распространенным типом судовых движителей.

Гребные колеса (рис. 73, б) представляют собой полупогруженные движители, ось вращения которых расположена поперек судна и проходит выше его ватерлинии, а их лопасти (плицы) только на части своего пути находятся в воде. Обычно устанавливают пару бортовых колес в средней части корпуса судна. По окружности каж-

дого колеса располагается семь — десять поворотных (реже неподвижных) лопастей, имеющих форму плоских или слегка вогнутых прямоугольных пластин. Лопастя колеса поворачивает специальный эксцентриковый механизм таким образом, что их центры движутся вблизи свободной поверхности воды под малым углом атаки. Всю остальную часть рабочего хода (в воде) лопасти занимают положение, близкое к вертикальному.

Если лопасть гребного колеса находится вблизи свободной поверхности и обтекается потоком воды под некоторым углом атаки, подобно несущей пластине, то упор лопасти создается в основном как составляющая подъемной силы. Однако в нижнем вертикальном положении лопасти, когда она расположена по нормали к потоку, подъемная сила не возникает и упор развивается лишь в результате действия силы сопротивления и будет направлен в сторону движения судна, если окружная скорость лопасти получается больше, чем скорость поступательного перемещения колеса.

Поворотные лопасти при погружении в воду или при выходе из нее не вызывают значительного волнообразования на свободной поверхности. Поэтому установка таких лопастей, имеющих к тому же большую длину (площадь) и низкую частоту вращения, обеспечивает сравнительно высокий к. п. д. (0,50—0,65) при расчетном режиме работы гребных колес даже для судов с ограниченной осадкой. Однако гребные колеса имеют сложную и громоздкую конструкцию, большой вес. Они увеличивают габариты судна по ширине, требуют применения тяжелых тихоходных двигателей, часто ломаются из-за быстрого износа деталей, движущихся в воде (особенно на волнении). Стоимость их изготовления значительная. Поэтому такие движители применяют лишь на некоторых речных буксирных и пассажирских судах, имеющих ограниченную осадку и сравнительно большую мощность главных двигателей (обычно паровых машин).

Водометным движителем, или водометом, (рис. 73, в) принято называть движительно-рулевой комплекс, в котором для ускорения потока жидкости обычно используется насос механического типа, размещенный внутри корпуса судна, а для изменения направления выброса струи — специальное реверс-рулевое устройство (РРУ). Такой движитель засасывает воду через приемное отверстие в днище судна и выбрасывает ее с повышенной скоростью через напорный трубопровод, создавая тем самым реактивную полезную тягу, действующую в сторону, противоположную направлению выброса струи. Выброс струи может быть подводным, полуподводным или атмосферным. Общим достоинством движителей данного типа является отсутствие перемещающихся частей за пределами корпуса судна, что позволяет устанавливать решетку в приемном отверстии водопроточной трубы и таким образом надежно защитить движитель при плавании судна по мелководным и засоренным рекам.

Наибольшее распространение на мелководных речных судах получили сейчас водометы с насосами пропеллерно-осевого типа (см. рис. 73, в). Их можно рассматривать и как гребные винты, расположенные в водопроточных трубах. Целесообразность применения

таких водометов определяется в данном случае не только их специфическими особенностями, но и возможностью обеспечения достаточно высокого к. п. д. (0,30—0,40) при малой осадке судов (0,7 м и менее). Так, осевые водометы, имеющие увеличенное рабочее сечение движителя и полуподводный выброс струи, снижающий гидравлические потери в трубе и потери на подъем воды выше ватерлинии, могут оказаться для этих судов более эффективными, чем гребные винты, даже если они оборудованы направляющими насадками.

Крыльчатый движитель (рис. 73, з) представляет собой гидравлический механизм, рабочими деталями которого являются крылообразные поворотные лопасти. Они расположены на равных угловых расстояниях по окружности ведущего колеса-ротора, вращающегося вокруг вертикальной оси и вмонтированного заподлицо в плоское днище судна. Такой движитель обычно имеет четыре — восемь лопастей, которые могут поворачиваться вокруг своих осей с помощью специального механизма, размещенного внутри корпуса судна и соединенного конической передачей с валом главного двигателя.

Закон поворота (колебаний) крылообразных лопастей выбирается таким образом, чтобы каждая из них при обтекании потоком воды с некоторым углом атаки создавала упор, направленный в сторону движения судна. Для этого лопасти, находящиеся на передней полуокружности ведущего колеса, располагают входящими кромками наружу, а на задней — внутрь. При таком законе движения лопастей все нормали к ним пересекаются в одной точке — центре управления (полусе). Радиальное смещение этой точки относительно оси вращения ведущего колеса приводит к изменению величины упора крыльчатого движителя, а следовательно, и скорости судна. Перемещая центр управления по окружности колеса, можно изменить направление упора движителя и тем самым обеспечить поворот судна без рулей при любой скорости (вплоть до  $v = 0$ ) и неизменном направлении вращения вала главного двигателя.

Крыльчатый движитель, представляющий собой единый движительно-рулевой комплекс, целесообразно применять на судах, к маневренности которых предъявляются повышенные требования. На таких судах (портовых буксирах, плавучих кранах, паромках) эти движители размещают не только в кормовой, но и в носовой оконечности корпуса. При установке двух или более движителей судно может перемещаться лагом (в направлении борта). На судах других типов крыльчатые движители в настоящее время применяют сравнительно редко. Они уступают гребным винтам по эффективности действия (к. п. д. — 0,50 — 0,58), имеют большой вес, сложную конструкцию, вызывают необходимость выбора специфической формы обводов корпуса судна. Стоимость их изготовления значительная.

### § 35. Основы теории идеального гидравлического движителя

Схема действия идеального движителя. Общие закономерности работы гидравлических движителей (особенно гребных винтов) устанавливаются в теории идеального движителя. Под

этим термином понимают схематизированный гидравлический механизм, работа которого сопровождается минимально необходимыми потерями, связанными с приращением скоростей жидкости в направлении, противоположном действию упора (см. § 34). Рассматриваемая теория основана на упрощающих допущениях:

1. Жидкость считается несжимаемой, безграничной и идеальной. Поскольку силы трения в идеальной жидкости отсутствуют, струя движителя простирается бесконечно далеко за ним.

2. Движитель заменяется тонким проницаемым диском, который наделяется способностью вызывать непрерывное приращение скорости

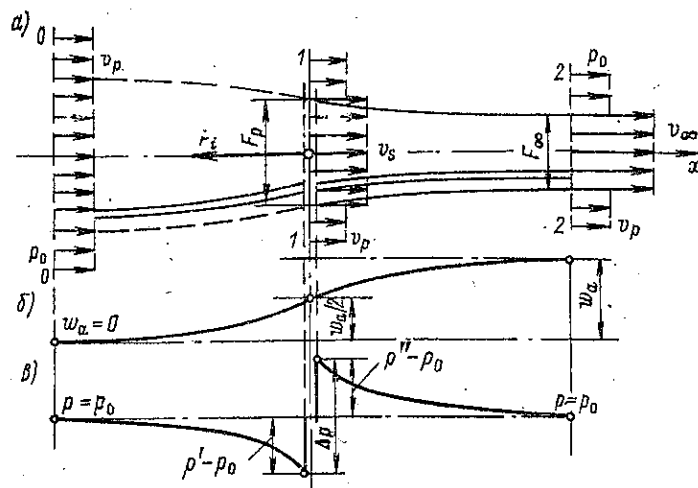


Рис. 74. Схема идеального гидравлического движителя: а — струя движителя; б — распределение вызванных скоростей; в — распределение давлений

стей частиц жидкости, а следовательно, и ее кинетической энергии. Это приращение возникает под влиянием скачка (перепада) давления, образующегося в плоскости диска движителя при работе внешнего источника энергии и создающего упор движителя.

3. Струя, отходящая от движителя, отделена от окружающей жидкости и далеко за ним принимает цилиндрическую форму. Скорости жидкости считаются равномерно распределенными по сечению струи далеко за движителем.

Схема потока, создаваемого изолированным идеальным движителем при работе в идеальной безграничной жидкости, показана на рис. 74, а в системе координат, перемещающейся поступательно со скоростью  $v_p$  вместе с движителем (см. также § 21). Относительно этой системы координат движитель будет представляться неподвижным, а жидкость на бесконечном удалении перед ним — текущей навстречу движителю со скоростью  $v_p$ . Давление в невозмущенном потоке жидкости (в сечении 0—0) принимается равным  $p_0$ .



При подтекании к диску движителя (сечение 1—1 с площадью  $F_p$ ) жидкость получает дополнительную энергию от внешнего ее источника. Вследствие этого скорость протекания жидкости через диск движителя возрастает до некоторого значения  $v_s > v_p$ . В струе далеко за движителем (в сечении 2—2 с площадью  $F_\infty$ ) осевая вызванная скоростью достигает полной величины  $w_a$ , вследствие чего скорость жидкости здесь  $v_\infty = (v_p + w_a) > v_s$  (см. рис. 74, б).

За пределами струи движителя скорость жидкости и давление остаются такими же, как и в невозмущенном потоке жидкости, т. е. равны  $v_p$  и  $p_0$ . При переходе через диск движителя давление в его струе изменяется скачкообразно (см. рис. 74, в) на величину  $\Delta p = p'' - p'$ . Здесь значения  $p'$  — непосредственно перед движителем, значения  $p''$  — непосредственно за ним (соответственно в сечениях 1'—1' и 1''—1''). Давление в сечении струи далеко за движителем, где она становится цилиндрической, остается равным внешнему давлению  $p_0$ .

**Упор идеального движителя.** Для определения упора, создаваемого идеальным движителем

$$P_i = \iint_{F_p} \Delta p dF_p, \quad (X.10)$$

необходимо найти скачок давления  $\Delta p = p'' - p'$  в диске движителя. Для этого следует применить уравнение Бернулли (см. § 21) сначала к линии тока между плоскостями сечений 0—0 и 1'—1', а затем к ее продолжению между плоскостями сечений 1''—1'' и 2—2 (см. рис. 74, а). Это уравнение нельзя непосредственно использовать для полной длины линии тока (между плоскостями сечений 0—0 и 2—2), так как в диске движителя жидкости сообщается дополнительная энергия и постоянная Бернулли терпит здесь разрыв.

Поскольку жидкость считается безграничной, то действием сил тяжести можно пренебречь (см. § 21). Тогда (при  $\rho g z = \text{const}$  и при  $v'_s \approx v''_s = v_s$ ) уравнение Бернулли для частей линии тока до движителя и за ним соответственно принимает вид

$$\left. \begin{aligned} p_0 + \frac{\rho v_p^2}{2} &= p' + \frac{\rho v_s^2}{2}; \\ p'' + \frac{\rho v_s^2}{2} &= p_0 + \frac{\rho v_\infty^2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (X.11)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} p' - p_0 &= \frac{\rho}{2} (v_p^2 - v_s^2) < 0; \\ p'' - p_0 &= \frac{\rho}{2} (v_\infty^2 - v_s^2) > 0. \end{aligned} \right\} \quad (X.12)$$

Таким образом, давление в струе перед движителем понижается, а за ним повышается по сравнению с давлением  $p_0$  в невозмущенном потоке жидкости (см. рис. 74, в). Из выражений (X.12) также следует,

что искомый скачок давления в диске движителя при  $v_\infty = v_p + \omega_a$  составляет

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_\infty^2 - v_p^2) = \rho \omega_a \left( v_p + \frac{\omega_a}{2} \right). \quad (\text{X.13})$$

Если учесть, что величина  $\Delta p$  одинакова для всех линий тока в струе с равномерным распределением скоростей  $\omega_a$  по ее сечению далеко за движителем, то формула (X.10) принимает вид

$$P_i = \Delta p F_p = \rho \omega_a \left( v_p + \frac{\omega_a}{2} \right) F_p. \quad (\text{X.14})$$

**Скорость протекания жидкости через диск движителя.** Сжатие струи за ним. Одной из важнейших характеристик любого гидравлического движителя является скорость протекания жидкости  $v_s$  через его диск. Величина этой скорости определяет массу жидкости, которая обрабатывается движителем за секунду,

$$m = \rho V_m = \rho F_p v_s, \quad (\text{X.15})$$

где  $V_m = F_p v_s$  — объем жидкости, протекающей в 1 с через диск движителя.

Чтобы найти скорость  $v_s$ , целесообразно поступить следующим образом. Упор  $P_i$ , создаваемый изолированным движителем, можно также рассматривать как реакцию его струи и применить для определения этой величины закон количества движения. Тогда ежесекундное приращение количества движения в струе движителя между плоскостями сечений 0—0 и 2—2 будет численно равно силе  $P_i$ , т. е. (при  $m = \text{const}$  и  $v_\infty = v_p + \omega_a$ )

$$P_i = m v_\infty - m v_p = m \omega_a = \rho F_p v_s \omega_a. \quad (\text{X.16})$$

Если приравнять друг другу правые части выражений (X.14) и (X.16), то искомая величина

$$v_s = v_p + \frac{\omega_a}{2}. \quad (\text{X.17})$$

Формула (X.17) выражает теорему Фруда: осевая вызванная скорость нарастает наполовину перед движителем и наполовину за ним (соответственно от 0 до  $\frac{1}{2} \omega_a$  и от  $\frac{1}{2} \omega_a$  до  $\omega_a$ ).

Непрерывное нарастание скоростей жидкости в струе идеального движителя приводит к тому, что площади ее поперечных сечений за ним постепенно уменьшаются, вплоть до сечения 2—2, где струя принимает цилиндрическую форму (см. рис. 74, а). Относительное сжатие струи  $\frac{F_\infty}{F_p}$  далеко за движителем можно найти из уравнения неразрывности потока  $m = \text{const}$  (см. § 21), которое для сечений 1—1 и 2—2

принимает вид

$$\rho F_p v_s = \rho F_\infty v_\infty,$$

откуда (при  $v_s = v_p + \frac{1}{2} \omega_a$ ;  $v_\infty = v_p + \omega_a$ )

$$\frac{F_\infty}{F_p} = \frac{v_s}{v_\infty} = \frac{v_p + \frac{1}{2} \omega_a}{v_p + \omega_a} = \frac{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a}{1 + \bar{\omega}_a}, \quad (\text{X.18})$$

где  $\bar{\omega}_a = \frac{\omega_a}{v_p}$  — относительная вызванная скорость.

Из выражения (X.18) следует, что в предельных случаях, соответствующих швартовному режиму работы двигателя ( $v_p = 0$ ) и отсутствию в его струе осевых вызванных скоростей ( $\omega_a = 0$ ), значения  $\frac{F_\infty}{F_p}$  соответственно равны  $\frac{1}{2}$  и 1. Однако, как это видно из формулы (X.14) или (X.16), если скорость  $\omega_a = 0$ , то двигатель утрачивает свое назначение ( $P_i = 0$ ). Таким образом, следует считать, что у изолированного двигателя величина  $\frac{1}{2} \leq \frac{F_\infty}{F_p} < 1$ .

**К. п. д. идеального двигателя.** При работе идеального двигателя возникают потери, обусловленные только созданием осевых вызванных скоростей. Эти потери и определяют величину его к. п. д.  $\eta_{p_i} = \frac{N_{v_i}}{N_{p_i}}$ . Создаваемая двигателем полезная мощность

$$N_{v_i} = P_i v_p = m \omega_a v_p. \quad (\text{X.19})$$

Затраченную мощность  $N_{p_i}$  можно найти из уравнения баланса энергии

$$N_{p_i} = m \omega_a v_p + \frac{1}{2} m \omega_a^2 = m \left( v_p + \frac{\omega_a}{2} \right) = m \omega_a v_s. \quad (\text{X.20})$$

Следовательно, величина  $N_{p_i}$  складывается из полезной мощности  $N_{v_i} = m \omega_a v_p$  и кинетической энергии  $E_{k_i} = \frac{1}{2} m \omega_a^2$ , которая ежесекундно расходуется двигателем на создание вызванных скоростей  $\omega_a$ . Тогда к. п. д.

$$\eta_{p_i} = \frac{N_{v_i}}{N_{p_i}} = \frac{v_p}{v_s} = \frac{v_p}{v_p + \frac{1}{2} \omega_a} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a}. \quad (\text{X.21})$$

Из формулы (X.21) видно, что к. п. д. идеального двигателя  $\eta_{p_i}$ , как и любого гидравлического механизма, определяется скоростью

протекания жидкости  $v$ , через его рабочее сечение и с ростом значений  $\bar{\omega}_a = \frac{\omega_a}{v_p}$  снижается. Поскольку движитель должен создавать упор  $P_i = m\omega_a$ , то чем большую массу жидкости  $m$  он будет перерабатывать, тем выше будет его к. п. д.

### § 36. Практическое применение теории идеального движителя

**Влияние нагрузки движителя на его к. п. д.** Для практического применения формулы (X.21), определяющей к. п. д. идеального движителя  $\eta_{pi}$ , необходимо исключить из нее неизвестную величину  $\bar{\omega}_a = \frac{\omega_a}{v_p}$ . Целесообразно выразить её через коэффициент нагрузки по

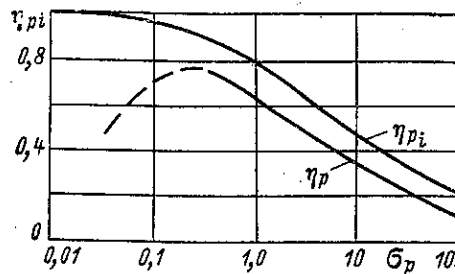


Рис. 75. Зависимость к. п. д. движителя от коэффициента нагрузки

упору  $\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p}$ , содержащий значения  $P$ ,  $v_p$  и  $F_p$ , которые обычно известны из расчетов судовых движителей. Если приравнять друг другу значения  $P$  и  $P_i$ , то и  $\sigma_p = \sigma_{pi}$ , т. е.

$$\sigma_p \frac{\rho v_p^2}{2} F_p = \rho \omega_a \left( v_p + \frac{\omega_a}{2} \right) F_p.$$

Тогда в результате несложных преобразований получим

$$\bar{\omega}_a^2 + 2\bar{\omega}_a - \sigma_p = 0.$$

Решение этого уравнения позволяет представить искомую величину в виде

$$\bar{\omega}_a = \frac{\omega_a}{v_p} = -1 + \sqrt{1 + \sigma_p}. \quad (X.22)$$

Перед корнем здесь принимается только знак плюс, поскольку скорости  $v_p$  и  $\omega_a$  всегда должны быть положительными, т. е.  $\bar{\omega}_a > 0$ . После подстановки выражения (X.22) в формулу (X.21) получим

$$\eta_{pi} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_p}}, \quad (X.23)$$

где

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p}.$$

Из формулы (X.23) или соответствующей ей зависимости  $\eta_{pi}(\sigma_p)$ , показанной графически на рис. 75, видно, что с ростом значений  $\sigma_p$  к. п. д. идеального движителя  $\eta_{pi}$  снижается. Этим и объясняется известный на практике факт: реальные судовые движители, работающие с большими нагрузками (с большими значениями  $\sigma_p$ ), имеют при про-

чих равных условиях более низкий к. п. д.  $\eta_p$ , чем легконагруженные движители (с малыми  $\sigma_p$ ). Поэтому гидромеханическую эффективность различных движителей можно сравнивать по величине  $\eta_p$  только при одинаковых значениях  $\sigma_p$ .

При работе реальных судовых движителей возникают дополнительные потери мощности. Они обусловлены не только вязкостью жидкости, но и неравномерным распределением скорости  $\omega_a$  по сечению струи движителя, а также появлением окружных и радиальных вихревых скоростей, действующих в плоскости, перпендикулярной направлению его перемещения. Поэтому при  $\sigma_p = \text{const}$  фактические значения к. п. д. таких движителей всегда будут ниже, чем рассчитанные по формуле (X.23) или по графику (рис. 75), т. е.  $\eta_p < \eta_{p_i}$  (или затраченная мощность  $N_p > N_{p_i}$ ). При этом значения  $\eta_p$  для реальных движителей, например гребных винтов, также снижаются с ростом величины  $\sigma_p$ , если  $\sigma_p \geq 0,5$ .

**Возможные пути повышения к. п. д. движителей.** Из формулы (X.23) следует, что к. п. д. движителя при заданных упоре  $P$  и скорости  $v_p$  можно повысить, увеличив площадь  $F_p$ , что приводит к уменьшению значения  $\sigma_p$ . Этим обусловлено, например, применение двух- и трехвальных установок на винтовых судах, имеющих ограниченную осадку  $T$ , а следовательно, и относительно малые размеры площади  $F_p$  по высоте. Площадь  $F_p$  на мелкосидящих речных судах или буксирах-толкачах можно также увеличить, если разместить гребные винты в тоннелях кормовой оконечности корпуса (см. рис. 14). С той же целью на мелкосидящих судах устанавливают гребные колеса или водометные движители. Специфические преимущества последних указаны в § 34.

Приведенный выше вывод справедлив только для реальных судовых движителей, работающих с относительно большими нагрузками (с высокими значениями  $\sigma_p$ ), при которых основными является потери на создание скоростей  $\omega_a$ . Для умеренно- и легконагруженных движителей (например, на пассажирских судах) существует некоторое оптимальное значение площади  $F_p$ , соответствующее минимуму суммарных потерь мощности.

**Сравнительная оценка степени совершенства движителей.** Значения к. п. д. различных гидравлических движителей  $\eta_p$  в значительной степени зависят от величины  $\sigma_p$  и поэтому не могут служить объективным критерием степени их совершенства. Таким критерием является коэффициент качества судовых движителей  $\xi_p$  в сочетании с величиной  $\eta_p$ . Он представляет собой отношение значений  $\eta_p$  и  $\eta_{p_i}$ , полученных для реального и идеального движителей, т. е.

$$\xi_p = \frac{\eta_p}{\eta_{p_i}} = \frac{Pv_p}{2,75N_p} (1 + \sqrt{1 + \sigma_p}) \quad (\text{X.24})$$

при  $\sigma_p = \sigma_{p_i}$ .

Значения  $\xi_p$  определяются в основном потерями мощности, зависящими от способа создания упора, и всегда меньше единицы. Так,

для расчетного режима работы реальных движителей величина  $\zeta_p$  обычно колеблется в пределах от 0,70 до 0,85. Как правило, она достигает максимума при значениях  $\sigma_p \approx 0,3-0,4$  и несколько снижается по мере их возрастания. При  $\sigma_p < 0,3$  коэффициент  $\zeta_p$ , как и к. п. д.  $\eta_p$ , резко снижается из-за интенсивного возрастания вязкостных потерь, возникающих при работе реальных движителей (например, с увеличением скорости  $v_p$  или площади  $F_p$ ).

Анализ значений коэффициента  $\zeta_p$  позволяет в каждом конкретном случае наметить возможные пути повышения эффективности действия судовых движителей. Так, при низких значениях  $\zeta_p$  и одновременно достаточно высокой величине  $\eta_{pi}$ , определяемой по формуле (X.23), необходимо повысить к. п. д. движителя  $\eta_p$ , улучшив его конструкцию, но оставив неизменной нагрузку ( $\sigma_p = \text{const}$ ). Наоборот, высокие значения  $\zeta_p$  при низком к. п. д.  $\eta_{pi}$  дают основания увеличить площадь сечения движителя  $F_p$  (т. е. уменьшить  $\sigma_p$ ).

## Глава XI

### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

#### § 37. Геометрия и размещение гребных винтов

**Особенности геометрии лопастей винта.** Лопасть гребного винта (см. рис. 73, а) представляет собой крылообразное тело, ограниченное участками двух винтовых поверхностей. Каждая из них получается в результате неполного оборота образующей (рис. 76, а) и является совокупностью винтовых линий, находящихся на различных расстояниях (радиусах  $r \ll R_b$ ) от оси вращения винта, имеющего диаметр  $D = 2R_b$ .

Линия пересечения двух винтовых поверхностей, упомянутых выше, образует контур лопасти (рис. 76, а). Ее конец, или край (точка  $C_R$  контура), находится от оси вращения на расстоянии, равном радиусу винта  $R_b = \frac{D}{2}$ . Площадь круга  $F_p = \frac{\pi D^2}{4} = \pi R_b^2$ , образуемого концами лопастей вращающегося гребного винта, называется площадью диска и одновременно является рабочим, или гидравлическим, сечением (см. § 34). Каждая из лопастей примыкает своей внутренней частью  $A_0B_0C_0$  (корнем) к ступице винта, которая представляет собой тело вращения, имеющее здесь диаметр  $d_0 = 2r_0$ . Расстояние  $l = R_b - r_0$  называется длиной лопасти, а ее наибольший размер  $h_m$  вдоль оси винта — подъемом.

Кромка лопасти, которая первой встречает воду при переднем ходе судна и обычном направлении вращения гребного вала, называется входящей кромкой, а противоположная ей — выходящей. Чтобы определить направление вращения гребного винта, лежащего на гори-

зонтальной плите, достаточно посмотреть на одну из его лопастей (от края к корню). У винта правого вращения выше будет расположена кромка лопасти, находящаяся справа (точка  $A$  на рис. 76,  $a$ ), а у винта левого вращения — кромка, расположенная слева (точка  $B$ ).

Поверхность лопасти, обращенная в сторону переднего хода судна и воспринимающая при этом пониженное давление воды (засасывание), называется засасывающей поверхностью. Противоположная поверх-

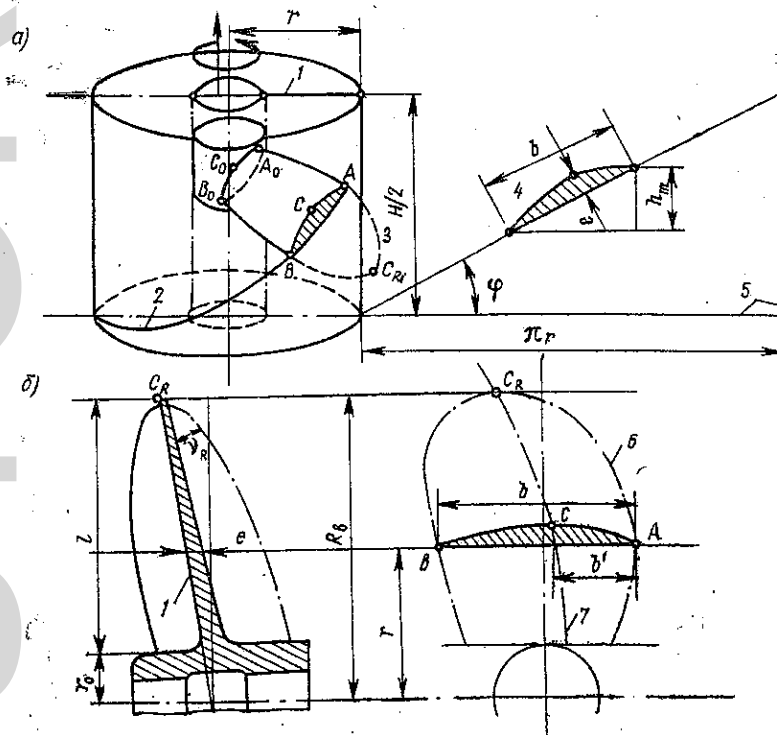


Рис. 76. Геометрические элементы гребного винта

1 — образующая лопасти; 2 — винтовая линия (кромочная); 3 — контур лопасти; 4 — ее профиль сечения; 5 — шаговый угольник; 6 — спрямленный контур лопасти; 7 — линия наибольших толщин

ность лопасти, испытывающая при тех же условиях движения судна повышенное давление (нагнетание), называется нагнетательной поверхностью. Она может быть выполнена в виде участка винтовой поверхности постоянного шага. На большей части длины лопасти эта поверхность имеет, как правило, прямолинейную образующую (рис. 76, б), которая либо перпендикулярна оси вращения гребного винта, либо наклонена к ней на некоторый угол  $\nu_R = 10-15^\circ$  по направлению к корме судна. Засасывающая поверхность лопасти всегда представляет собой участок сложной винтовой поверхности, шаг которой изменяется как вдоль оси винта, так и по его радиусу.

Рассечем тело лопасти винта цилиндром, радиус которого  $r < R_n$ , соосным с гребным винтом. Тогда при развертке боковой поверхности такого цилиндра на плоскость образуется профиль сечения лопасти на данном радиусе  $r$ . Под шириной профиля на этом радиусе (см. рис. 76, а и б) понимаются расстояние  $b$ , измеренное от входящей до выходящей кромки сечения лопасти, развернутого на плоскость (спрямленного). Прямая, проходящая через обе кромки такого сечения лопасти, называется хордой профиля (кромочной линией). Наибольший размер этого сечения лопасти, измеренный перпендикулярно хорде, принимается за наибольшую толщину профиля  $e$  на данном радиусе  $r$ .

Действительный (эффективный) шаг лопастей гребного винта зависит от формы их контура, типа и толщины сечений. Чтобы унифицировать представление о шаге и тем самым упростить вычерчивание, измерение и приемку винта после изготовления, вводят понятие конструктивного шага. Им обычно считается кромочный шаг  $H$ , т. е. шаг винтовой линии, совпадающей на данном радиусе  $r$  с хордой сечения лопасти цилиндром того же радиуса, соосным с винтом (см. рис. 76, а). Для гребных винтов, сечения лопастей которых имеют почти прямолинейную образующую нагнетательной поверхности, значение  $H$  практически совпадает с ее шагом, причем обычно  $H = \text{const}$ . Величина  $\frac{H}{D}$  называется шаговым отношением гребного винта (конструктивным).

Если кромочные винтовые линии, образующие в совокупности так называемую номинальную винтовую поверхность лопасти, развернуть на плоскость, то на каждом из рассматриваемых радиусов  $r$  (см. рис. 76, а) получится шаговый уголник. Его гипотенуза представляет собой развертку винтовой линии на данном радиусе  $r$ , а катеты — развертку основания соосного цилиндра  $2\pi r$  и шаг винтовой линии  $H$ . Угол подъема винтовой линии  $\varphi$ , называемый шаговым углом, определяют из соотношения

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H}{2\pi r} \quad (\text{XI.1})$$

Площадь номинальной поверхности  $F_d$ , ограниченную контуром лопасти и линией ее пересечения со ступицей винта, точно определить невозможно, так как винтовую поверхность нельзя совместить с плоскостью без искажения. Поэтому в качестве приближенного значения  $F_d$  приходится принимать площадь лопасти, ограниченную так называемым спрямленным контуром. Его можно построить, если сечения лопасти цилиндрами, соосными с винтом, развернуть на плоскость («спрямить») и расположить параллельно друг другу на соответствующих радиусах  $r$ , а затем соединить плавной кривой входящие и выходящие кромки этих сечений (см. рис. 76, б). Если гребной винт имеет  $z$  лопастей, то их спрямленная площадь будет равна  $\Sigma F_d = zF_d$ . Величина

$$\theta = \frac{\Sigma F_d}{F_p} = \frac{4}{\pi} \frac{zF_d}{D^2} \quad (\text{XI.2})$$



называется дисковым отношением винта при

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (\text{XI.3})$$

Форма контура лопастей и тип их сечений могут быть различными. Их выбирают в зависимости от условий работы гребного винта. Сочетания контуров лопастей и профилей их сечений, наиболее часто встречающиеся на практике, показаны схематически на рис. 77. Здесь при-

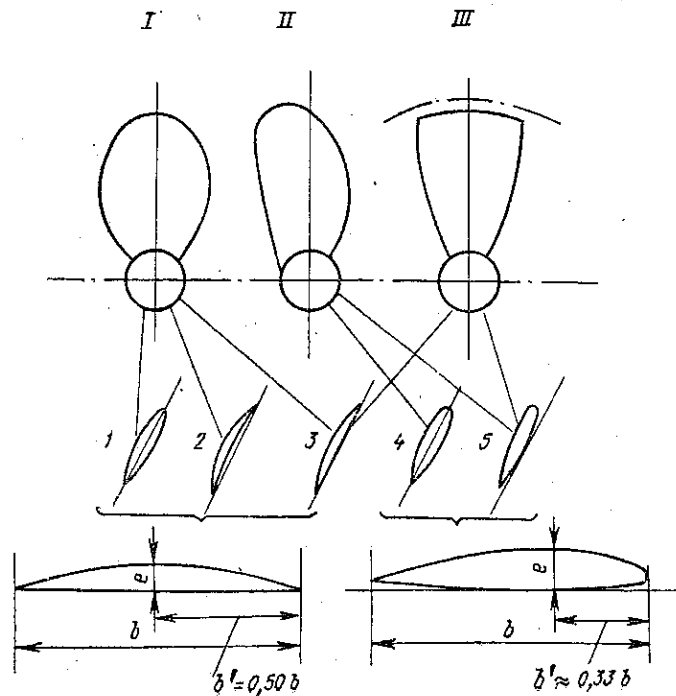


Рис. 77. Типовые контуры лопасти и профили ее сечений

ведены следующие контуры лопасти: I — симметричный с закругленными краями, или эллиптический; II — несимметричный, или саблевидный (с откинутой назад входящей кромкой); III — симметричный с усеченными краями (для винтов в насадках). Профили сечений лопастей относятся к следующим типам: 1—3 — сегментный (двояковыпуклый, выпукло-вогнутый и плоско-выпуклый); 4, 5 — аэродинамический, или авиационный (симметричный и с подъемом кромок). У сегментного профиля наибольшая толщина  $e$  расположена по середине его ширины  $b$  (т. е. на расстоянии  $b' = 0,50 b$  от кромок), а у аэродинамического — ближе к входящей кромке ( $b' \approx 0,33 b$ ).

**Движительно-рулевой комплекс винтовых судов.** На судах с обычными кормовыми обводами корпуса (без тоннелей) применяются, как

правило, полностью погруженные гребные винты. Погружение их оси  $h_v$  под поверхность воды (рис. 78, а) при расчетной осадке судна кормой  $T_k$  (в полном грузу) обычно равно не менее  $0,7 D$ .

Гребные винты принято считать открытыми, если они установлены на судах, которые имеют нетоннельные кормовые обводы и не оборудованы направляющими насадками. Диаметр таких винтов  $D_{max}$ , пре-

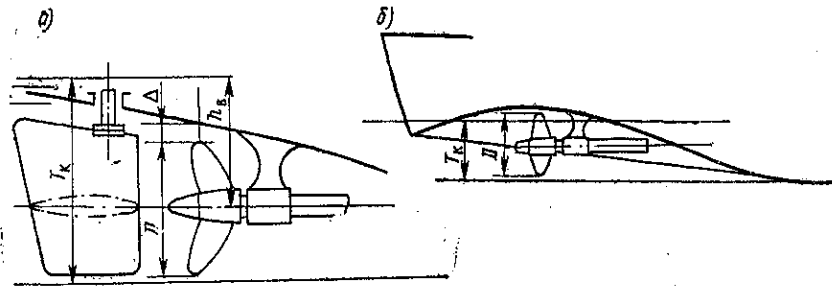


Рис. 78. Размещение винтов за корпусом судна:  
а — при обычных кормовых обводах; б — в тоннеле

дельно допустимый по условиям их размещения за корпусом, обычно не превышает  $0,75—0,80$  осадки судна кормой  $T_k$ . При таких значениях  $D_{max}$  можно обеспечить не только достаточное погружение оси гребного винта под поверхность воды, но и получить требуемый

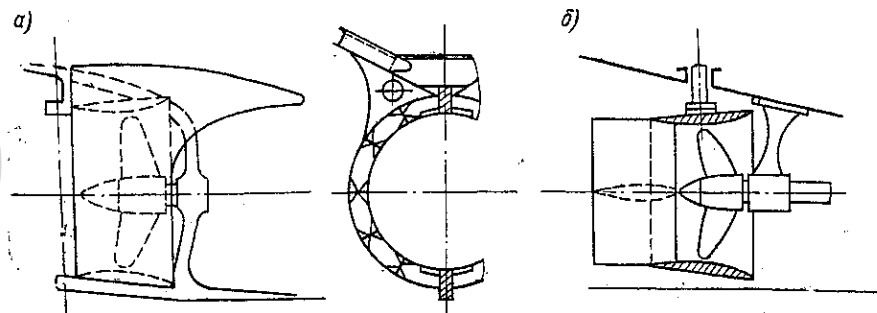


Рис. 79. Направляющая насадка:  
а — неподвижная; б — поворотная

зазор  $\Delta \geq (0,12—0,18) D_{max}$  между концами лопастей винта и наружной обшивкой корпуса судна (см. рис. 78, а). Для обеспечения необходимого зазора  $\Delta$  часто делают наклон лопастей открытого винта в корму (см. рис. 76, б).

Диаметр гребных винтов, расположенных в тоннелях кормовой оконечности корпуса (см. рис. 78, б), может превышать осадку судна кормой (обычно  $D_{max}$  до  $1,2 T_k$ ). Однако такие винты работают как полностью погруженные движители, поскольку перед ними образуется зона пониженного давления (засасывания), в которую устремляется

вода и заполняет тоннель выше своего первоначального уровня (при неработающих винтах).

За гребными винтами обычно размещаются рули с обтекаемой формой сечений (см. рис. 78, а). На многих судах внутреннего плавания гребные винты устанавливают в направляющих насадках (в неподвижных или, чаще, поворотных). Неподвижную насадку (рис. 79, а) можно считать выступающей частью корпуса судна, которая имеет с ним плавные сопряжения. Поворотную насадку (рис. 79, б) крепят на баллере, подобно судовому рулю, который она заменяет.

Таким образом, в движительно-рулевой комплекс (ДРК) винтовых судов с обычными или тоннельными обводами корпуса входят либо гребные винты (например, в неподвижных насадках) и рули, либо винты и поворотные насадки.

### § 38. Особенности потока жидкости, создаваемого гребным винтом

**Аналогия лопасти винта с несущим крылом.** Спрямоугольное сечение лопасти гребного винта, расположенное на винтовой линии радиуса  $r$ , показано на рис. 80. Движение жидкости рассматривается здесь в неподвижной системе координат. Скорости жидкости, вызванные работающим винтом, не учитываются.

Гребной винт, а следовательно, и любое сечение его лопасти участвуют одновременно в двух движениях: поступательном перемещении вдоль своей оси со скоростью  $v_p$  относительно воды и вращении вокруг той же оси с угловой скоростью  $\omega = 2\pi n$  (где  $n$  — частота вращения).

Соотношение между значениями  $v_p$  и  $n$  (или  $\omega$ ), т. е. величина

$$h_p = \frac{v_p}{n} = 2\pi \frac{v_p}{\omega}, \quad (\text{XI.4})$$

называется **поступью винта** (абсолютной или линейной). Она представляет собой его осевое перемещение в воде за промежуток времени, соответствующий одному обороту. При нормальных условиях работы винта в воде, которая является для него податливой средой, поступь  $h_p$  оказывается меньше (см. рис. 80) геометрического шага  $H$  (см. § 37). Разность  $H - h_p$  называют **скольжением винта**, работающего в воде.

Сечение лопасти винта (рис. 80) будет перемещаться в воде со скоростью

$$v_\infty = \sqrt{v_p^2 + (r\omega)^2}. \quad (\text{XI.5})$$

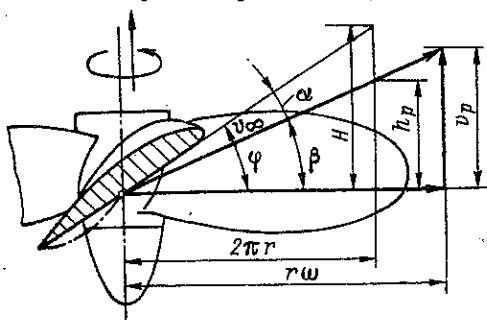


Рис. 80. Возникновение угла атаки у элемента лопасти винта

представляющей собой геометрическую сумму осевой и окружной составляющих.

Направление этой скорости определяется так называемым углом поступи  $\beta$ , который можно найти из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v_p}{r\omega}. \quad (\text{XI.6})$$

Скорость  $v_p = h_p n$  при работе гребного винта в воде не достигает значения  $v'_p = Hn$ , которое он имел бы, перемещаясь в твердой среде.

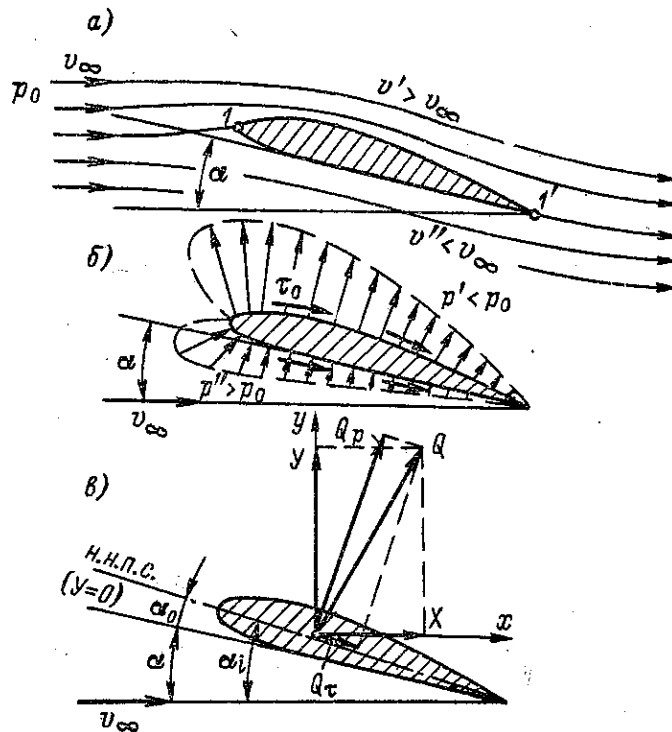


Рис. 81. Схема действия несущего крыла  
 $l, l'$  — критические точки

В результате этого между направлением скорости  $v_\infty$  и хордой профиля сечения лопасти (см. рис. 80) образуется некоторый угол  $\alpha$ , эквивалентный углу атаки (кромочному) для элемента несущего крыла (см. § 33). Поскольку винтовые линии, образующие номинальную поверхность лопастей (см. § 37), имеют различный подъем (или шаговый угол  $\varphi$ ), то каждую из них можно рассматривать как закрученное крыло. Углы атаки такого крыла вдоль его размаха  $l$  (длины лопасти) даже при одном и том же направлении набегающего потока со скоростью  $v_\infty = \text{const}$  (в обратном движении) являются переменной величиной, т. е.  $\alpha = \alpha(r)$ .

**Гидродинамические характеристики крыла.** При положительных углах атаки ( $\alpha > 0$ ) скорость обтекания верхней стороны профиля крыла (лопасти винта)  $v' > v_\infty$ , а нижней —  $v'' < v_\infty$  (рис. 81, а). Из уравнения Бернулли (V.4) для глубокопогруженного тела следует, что на верхней стороне профиля давление жидкости понижается по сравнению с его значением в невозмущенном потоке, а на нижней стороне — повышается, т. е. соответственно  $p' < p_0$  и  $p'' > p_0$  (рис. 81, б). Кроме давлений, на поверхности крыла также действуют касательные напряжения  $\tau_0$ , обусловленные влиянием вязкости жидкости в пределах пограничного слоя (см. § 24).

Подъемная сила крыла  $Y$  (см. § 33) является проекцией равнодействующей  $Q$  сил давления  $Q_p$  и трения  $Q_\tau$  на направление, перпендикулярное скорости невозмущенного потока жидкости  $v_\infty$  (рис. 81, в). Если углы атаки  $\alpha$  достаточно малы, то основная часть силы  $Y$  (65—80%) обусловлена пониженным давлением  $p' < p_0$  (засасыванием) на верхней стороне профиля крыла, а остальная — повышенным давлением  $p'' > p_0$  (нагнетанием) на нижней стороне профиля. Проекция равнодействующей  $Q$  на направление скорости  $v_\infty$  представляет собой силу лобового сопротивления  $X$ , имеющую для глубокопогруженного крыла вязкостную природу. Если углы атаки  $\alpha$  малы, то сила  $X$  определяется главным образом касательными напряжениями  $\tau_0$ , распределенными по поверхности крыла.

Направление скорости невозмущенного потока, соответствующее условию  $Y = 0$ , при котором крыло утрачивает свое назначение, называется направлением нулевой подъемной силы (н. н. п. с.). От него отсчитывается эффективный, или гидродинамический, угол атаки  $\alpha_i$ , связанный с углом  $\alpha$  соотношением (см. рис. 81, в)

$$\alpha_i = \alpha + \alpha_0, \quad (\text{XI.7})$$

где  $\alpha_0$  — угол нулевой подъемной силы.

Силы  $Y$  и  $X$  удобно представить в виде безразмерных коэффициентов, выражения для которых должны соответствовать выводам теории подобия потоков жидкости (см. § 22). Тогда коэффициенты подъемной силы и лобового сопротивления крыла будут иметь вид (см. § 33)

$$C_y = \frac{2Y}{\rho v_\infty^2 F_k}; \quad C_x = \frac{2X}{\rho v_\infty^2 F_k}, \quad (\text{XI.8})$$

а обратное качество, характеризующее эффективность действия крыла, будет

$$\varepsilon = \frac{X}{Y} = \frac{C_x}{C_y}. \quad (\text{XI.9})$$

Безразмерные гидродинамические характеристики  $C_y$ ,  $C_x$  и  $\varepsilon$  при заданных геометрических элементах крыла и достаточной глубине его погружения под поверхность воды (см. § 33) зависят только от угла  $\alpha_i$  или  $\alpha$  (рис. 82, а), если числа Рейнольдса  $Re = \frac{v_\infty b}{\nu}$  превышают их критическое значение  $Re_{кр}$  (см. § 24 и 25). Из рис. 82, а видно, что

для данного крыла существует наивыгоднейший, или оптимальный, угол атаки  $\alpha = \alpha_{opt}$ , при котором обратное качество получается наименьшим, т. е.  $\varepsilon = \varepsilon_{min}$  или  $X = X_{min}$  при  $Y = const$ . Абсолютные значения  $\varepsilon_{min}$  и характер кривой  $\varepsilon(\alpha_i)$  вблизи ее минимума существенно зависят от формы профиля крыла и его относительной толщины  $\delta_e = \frac{e}{b}$  (рис. 82, б). Так, аэродинамический профиль (в отличие от сегментного) при  $\delta_e = const$  имеет более низкие значения  $\varepsilon_{min}$ , которые практически не изменяются в достаточно широком диапазоне углов атаки  $\alpha_i$ . Увеличение относительной толщины профиля  $\delta_e$  любого

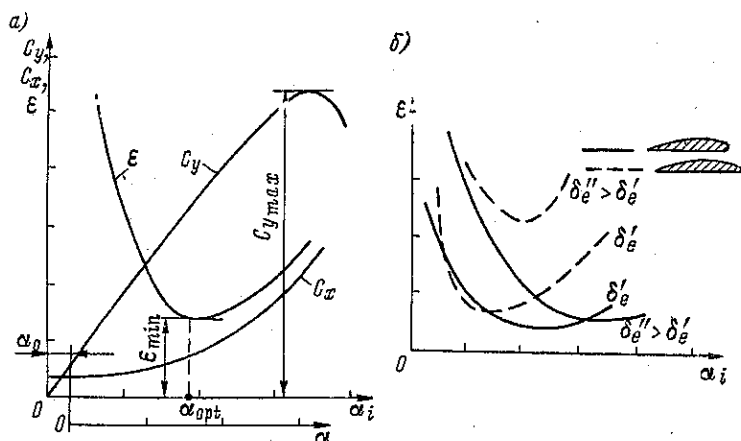


Рис. 82. Безразмерные гидродинамические характеристики крыла

типа сопровождается ростом значений  $\varepsilon_{min}$ . Они также возрастают и с увеличением степени шероховатости поверхности крыла (величины  $\frac{\Delta_{ш}}{b}$ ).

**Распределение вызванных скоростей вдоль струи винта.** Движение идеальной жидкости в струе, создаваемой работающим гребным винтом, показано схематически на рис. 83 в системе координат, которая перемещается поступательно вместе с винтом, имеющим скорость  $v_p$ . Вдоль некоторой линии тока в струе винта происходит непрерывное нарастание осевых вызванных скоростей (рис. 83). Их значения в диске винта и далеко за ним связаны соотношением

$$\omega'_a \approx \frac{1}{2} \omega_a, \quad (XI.10)$$

полученным в теории идеального движителя (см. § 35).

Характерной особенностью потока жидкости, создаваемого работающим гребным винтом, является закручивание отходящей струи в сторону его вращения (см. рис. 83). В результате этого возникают окружные вызванные скорости, которые уменьшают окружную скорость сечений лопасти относительно жидкости, увле-

ченной в направлении вращения винта. Если предположить, что винт работает в идеальной жидкости, то окружные вызванные скорости вдоль линии тока в его струе перед винтом будут отсутствовать ( $w_t = 0$ ), а непосредственно после выхода из него, где струя полностью закручена, достигнут наибольшей величины  $w_t = \text{const}$ . В пределах осевого размера лопастей  $h_m$ , который обычно мал по сравнению с диаметром гребного винта  $D$ , можно считать, что вызванные вдоль линии тока скорости возрастают приблизительно по линейному закону. Вследствие этого их значения  $w'_t$  и  $w_t$  в диске винта и при выходе из него, а следовательно, и далеко за ним, будут связаны соотношением

$$w'_t \approx \frac{1}{2} w_t. \quad (\text{XI.11})$$

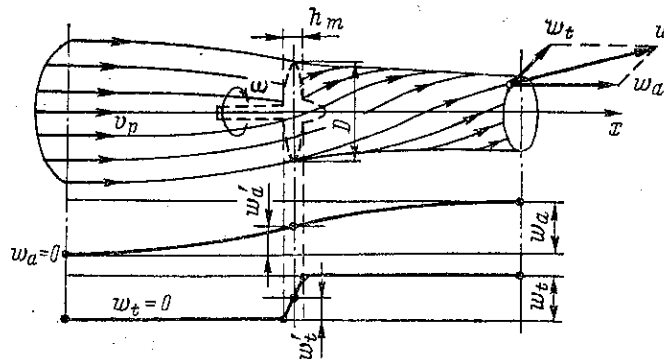


Рис. 83. Схема потока винта. Распределение вызванных скоростей

Результирующая вызванная скорость, возникающая в струе далеко за гребным винтом, равна геометрической сумме осевой и окружной составляющих, т. е.

$$w = \sqrt{w_a^2 + w_t^2}.$$

Она направлена по касательной к закрученной линии тока в данном поперечном сечении струи (см. рис. 83, а). Аналогично направлена и результирующая вызванная скорость в диске винта, но ее величина  $w' \approx \frac{1}{2} w$  (для той же линии тока).

### § 39. Основы теории элемента лопасти винта

**Кинематика элемента лопасти.** Элемент лопасти гребного винта представляет собой ее часть, отсекаемую двумя соосными с винтом цилиндрами, радиусы которых  $r$  и  $r + dr$  бесконечно мало отличаются друг от друга. При развертке боковой поверхности цилиндров на плоскость элемент лопасти шириной  $dr$ , находящийся на расстоянии  $r$  от оси винта, образует цилиндрическое сечение лопасти (рис. 84, а).

Это сечение имеет форму крылообразного профиля (см. § 38) с шаговым углом  $\varphi$  и участвует одновременно в поступательном движении со скоростью  $v_p$  вдоль оси винта и во вращении вокруг нее с угловой скоростью  $\omega$ . Тогда осевая  $v_s$  и окружная  $v_t$  составляющие скорости

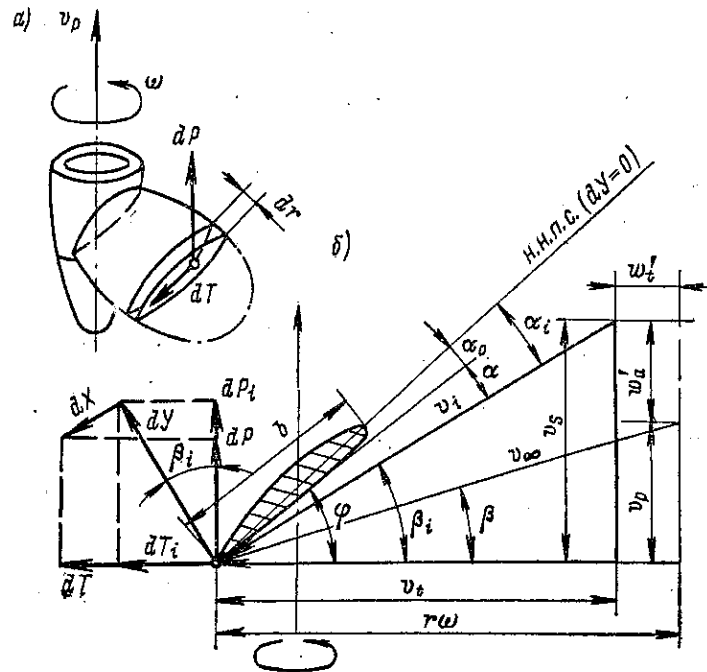


Рис. 84. Схема действия элемента лопасти винта

движения элемента лопасти винта на радиусе  $r$  относительно окружающей жидкости будут соответственно равны

$$\left. \begin{aligned} v_s &= v_p + \omega'_a = v_p + \frac{1}{2} \omega_a; \\ v_t &= r\omega - \omega'_t = r\omega - \frac{1}{2} \omega_t, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XI.12})$$

где  $\omega'_a = \frac{1}{2} \omega_a$  и  $\omega'_t = \frac{1}{2} \omega_t$  — осевая и окружная составляющие вызванной скорости  $\omega'$  на радиусе  $r$  в диске винта (см. § 38).

Геометрическая сумма скоростей  $v_s$  и  $v_t$  определяет результирующую скорость данного элемента лопасти относительно жидкости, (рис. 84, б), т. е.

$$v_i = \sqrt{v_s^2 + v_t^2} = \sqrt{\left(v_p + \frac{\omega_a}{2}\right)^2 + \left(r\omega - \frac{\omega_t}{2}\right)^2}. \quad (\text{XI.13})$$

Эту величину можно рассматривать и как скорость натекания жидкости на этот элемент лопасти в системе координат, связанной с рабо-



тающим винтом. Направление скорости  $v_i$  определяется так называемым углом индуктивной поступи  $\beta_i$  (см. рис. 84, б). Величина  $\beta_i$ , как и угол поступи  $\beta$  (см. § 38), характеризует режим работы элемента лопасти на данном радиусе  $r$ , но вычисляется с учетом вызванных скоростей по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{v_s}{v_i} = \frac{v_p + \frac{1}{2} \omega_a}{r\omega - \frac{1}{2} \omega_i}. \quad (\text{XI.14})$$

При нормальных условиях работы гребного винта элемент лопасти на радиусе  $r$  обтекается потоком жидкости со скоростью  $v_i$  под гидродинамическим углом атаки  $\alpha_i > 0$ , подобно профилю сечения несущего крыла (см. § 38). В данном случае угол (см. рис. 84, б) между направлением скорости  $v_i$  и направлением нулевой подъемной силы (н. н. п.) с профиля сечения лопасти, будет равен

$$\alpha_i = \alpha + \alpha_0 = \varphi - \beta_i + \alpha_0.$$

**Гидродинамические характеристики элемента лопасти.** Элемент лопасти как элемент глубокопогруженного крыла обтекается потоком вязкой жидкости. На этом элементе, который расположен на радиусе  $r$ , возникают подъемная сила  $dY$  и сила вязкостного (профильного) сопротивления  $dX$  (см. рис. 84, б). Первая из них действует по нормали к направлению скорости  $v_i$ , а вторая — параллельно направлению этой скорости (в относительном движении жидкости). На основании выражений (XI.8) для элемента лопасти с площадью  $dF_k = bdr$  можно написать

$$dY = C_y \frac{\rho v_i^2}{2} dF_k; \quad dX = C_x \frac{\rho v_i^2}{2} dF_k. \quad (\text{XI.15})$$

Чтобы определить упор  $dP$ , развиваемый элементом лопасти, следует спроектировать силы  $dY$  и  $dX$  на направление скорости его поступательного перемещения  $v_p$ . Проекция тех же сил на направление окружной скорости этого элемента  $r\omega$  дают касательную силу  $dT$ , момент которой  $dM = rdT$  относительно оси винта противодействует его вращению. Таким образом, силы  $dP$  и  $dT$  будут соответственно равны (см. рис. 84, б)

$$dP = dY \cos \beta_i - dX \sin \beta_i = dY \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i); \quad (\text{XI.16})$$

$$dT = dY \sin \beta_i + dX \cos \beta_i = dY \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i), \quad (\text{XI.17})$$

где  $\varepsilon = \frac{dX}{dY} = \frac{C_x}{C_y}$  — обратное качество профиля сечения лопасти как крыла.

Вращающий момент  $dM = rdT$  для элемента лопасти и мощность  $dN_p = dM\omega$ , затраченная на его вращение, можно найти из выражений

$$dM = dY \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) r; \quad (\text{XI.18})$$

$$dN_p = dY \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) r\omega. \quad (\text{XI.19})$$

К. п. д. элемента лопасти равен отношению развиваемой им полезной мощности  $dN_v = dP v_p$  к затраченной мощности  $dN_p$ , т. е.

$$\eta_r = \frac{dP v_p}{dN_p} = \frac{v_p}{r\omega} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_i} \cdot \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i}.$$

Подставим в полученную формулу значение  $\operatorname{tg} \beta_i$  из выражения (XI.14)

$$\eta_r = \frac{v_p}{v_p + \frac{1}{2} \omega_a} \cdot \frac{r\omega - \frac{1}{2} \omega_t}{r\omega} \cdot \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i} = \eta_{r_a} \cdot \eta_{r_t} \cdot \eta_{r_\varepsilon}. \quad (\text{XI.20})$$

Первый множитель в правой части формулы (XI.20) учитывает потери на создание осевых вызванных скоростей  $\omega_a$  в струе жидкости, протекающей через сечение элемента лопасти, и по своему смыслу аналогичен к. п. д. идеального движителя (см. § 35). Величина  $\eta_{r_a}$  называется осевым к. п. д. элемента лопасти гребного винта

$$\eta_{r_a} = \frac{v_p}{v_p + \frac{1}{2} \omega_a} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{\omega_a}{v_p}}. \quad (\text{XI.21})$$

Второй множитель характеризует потери на создание окружных вызванных скоростей  $\omega_t$ , т. е. на закручивание струи жидкости, и называется окружным к. п. д. элемента лопасти винта

$$\eta_{r_t} = \frac{r\omega - \frac{1}{2} \omega_t}{r\omega} = 1 - \frac{1}{2} \frac{\omega_t}{r\omega}. \quad (\text{XI.22})$$

Произведение

$$\eta_{r_a} \cdot \eta_{r_t} = \frac{v_p}{v_s} \frac{v_t}{r\omega} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta_i} = \eta_{r_l} \quad (\text{XI.23})$$

и представляет собой индуктивный к. п. д. элемента лопасти. Эта величина определяет так называемые индуктивные потери, связанные с созданием осевых и окружных вызванных скоростей в струе жидкости.

Третий множитель в формуле (XI.20) называется конструктивным к. п. д. элемента лопасти гребного винта и учитывает вязкостные, или профильные потери

$$\eta_{r_\varepsilon} = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i}. \quad (\text{XI.24})$$

При заданном режиме работы элемента лопасти ( $\beta_i = \operatorname{const}$ ) эти потери определяются величиной его обратного качества  $\varepsilon$ . В свою очередь, значения  $\varepsilon$  зависят от конструктивных особенностей лопасти — типа профиля сечений и степени шероховатости ее поверхности (см. § 38).

Из приведенных выше формул видно, что все динамические характеристики элемента лопасти гребного винта (значения  $dP$ ,  $dM$ ,  $dN_p$

и  $\eta_r$ ) существенно зависят от подъемной силы  $dY \gg dX$ , которая для данного элемента является функцией его угла атаки  $\alpha_t$  (или  $\alpha$ ). Полученный вывод распространяется и на динамические характеристики винта в целом — упор  $P$ , вращающий момент  $M$  и к. п. д., определяемый по формуле

$$\eta_p = \frac{P v_p}{M \omega} = \eta_{p_a} \eta_{p_t} \eta_{p_e}. \quad (\text{XI.25})$$

Здесь каждый из сомножителей учитывает те же виды потерь, что и в формуле (XI.20). Численные значения  $\eta_p$  зависят главным образом от индуктивных потерь.

#### § 40. Безразмерные гидромеханические характеристики гребных винтов

Форма представления гидромеханических характеристик винта. Кинематику гребного винта, работающего в свободной воде, определяет соотношение между скоростью его поступательного перемещения  $v_p$  и частотой вращения  $n = \frac{\omega}{2\pi}$  (см. § 38). Безразмерной кинематической характеристикой винта является относительная поступь

$$\lambda_p = \pi \frac{v_p}{R_b \omega} = \frac{v_p}{nD}, \quad (\text{XI.26})$$

пропорциональная отношению скорости  $v_p$  к окружной скорости  $R_b \omega = \pi D n$  на конце лопасти (при  $r = R_b$ ). В свою очередь, отношение  $\frac{v_p}{R_b \omega}$  определяет угол поступи  $\beta = \beta_R$  (см. § 38) на радиусе  $R_b$ , т. е.

$\frac{v_p}{R_b \omega} = \text{tg } \beta_R = \frac{r}{R_b} \text{tg } \beta$ . Поскольку от значений  $\beta$  зависят углы атаки сечений лопасти  $\alpha$ , то величина  $\lambda_p$  будет характеризовать режим их работы, а следовательно, и гребного винта в целом.

Значение  $\lambda_p$  можно также рассматривать как линейную поступь гребного винта  $h_p = \frac{v_p}{n}$ , выраженную в долях его диаметра  $D$ , т. е.

$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} = \frac{h_p}{D}$  (см. § 38). Вместо величины  $\lambda_p$  иногда используется относительное скольжение  $s$ , которое для винта с конструктивным шагом  $H$  равно

$$s = \frac{H - h_p}{H} = 1 - \frac{v_p}{Hn} = 1 - \frac{\lambda_p}{H/D}. \quad (\text{XI.27})$$

Динамические свойства гребного винта, работающего в свободной воде, полностью определяются значениями упора  $P$  и вращающего момента  $M$  при заданной поступи  $h_p = \frac{v_p}{n}$ . Эти зависимости можно привести к безразмерному виду, если воспользоваться законом подо-

бия Ньютона для потоков жидкости (см. § 22). В качестве характерных значений скорости, площади и линейного размера в данном случае целесообразно выбрать следующие элементы винта:  $R_b \omega = \pi D n$  (или  $Dn$ ),  $F_p = \frac{\pi D^3}{4}$  (или  $D^3$ ) и  $D$  соответственно. Тогда выражения для упора и вращающего момента будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} P &= K_1 \rho n^2 D^4; \\ M &= K_2 \rho n^2 D^5. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XI.28})$$

Безразмерные величины  $K_1$  и  $K_2$ , первую из которых называют коэффициентом упора, а вторую — коэффициентом момента, определяют по результатам теоретических или экспериментальных исследований работы гребного винта. Эти коэффициенты можно найти из выражений

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{P}{\rho n^2 D^4} = \frac{\pi}{8} \sigma_p \lambda_p^2; \\ K_2 &= \frac{M}{\rho n^2 D^5} = \frac{75}{2\pi} \frac{N_p}{\rho n^3 D^5}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XI.29})$$

поскольку (см. также § 34)

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p} = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D^2};$$

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD};$$

$$M = 75 \frac{N_p}{\omega} = \frac{75}{2\pi} \frac{N_p}{n}.$$

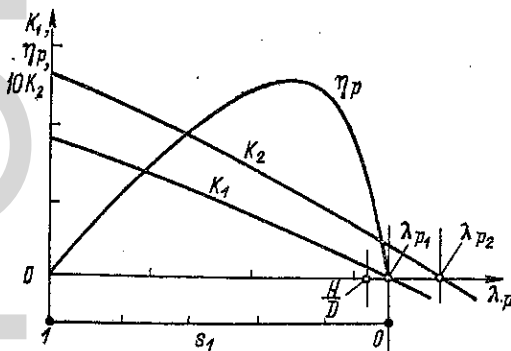


Рис. 85. Кривые действия гребного винта в свободной воде

Выражения (XI.29) позволяют привести общую формулу (X.7) к виду

$$\eta_p = \frac{P v_p}{75 N_p} = \frac{P v_p}{M \omega} = \frac{K_1}{K_2} \frac{\lambda_p}{2\pi}. \quad (\text{XI.30})$$

**Кривые действия винта в свободной воде.** Если выполняются требования законов подобия потоков жидкости (см. § 22), то значения  $K_1, K_2$  и  $\eta_p$  для геометрически подобных гребных винтов являются только функциями относительной поступи  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ , определяющей режим работы этих винтов. Зависимости  $K_1(\lambda_p)$ ,  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$ , представленные графически (рис. 85), называют кривыми действия винта в свободной воде.

С увеличением  $\lambda_p$  возрастают углы индуктивной поступи  $\beta_i$  (см. § 39) для всех сечений лопасти винта и соответственно уменьшаются их углы атаки  $\alpha_i$ . В результате уменьшаются коэффициенты подъемной силы  $C_y$  для сечений лопасти, а следовательно, и значения  $K_1$  и  $K_2$  для винта в целом (см. рис. 85). Наибольшие значения  $K_1$  и  $K_2$

соответствуют швартовному режиму работы винта, когда  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD} = 0$ , а углы атаки сечений лопасти  $\alpha_i$  максимальные. К. п. д.  $\eta_p$  обращается в нуль, если винт не развивает полезной мощности ( $N'_v = P v_p = 0$ ), т. е. при  $\lambda_p = 0$  и  $K_1 = 0$ , как это следует и из формулы (XI.30). Наивысшей величины  $\eta_p$  достигает при некотором промежуточном значении  $\lambda_p$ , которое соответствует минимуму суммарных потерь мощности, затраченной на работу винта (см. § 39).

При уменьшении значений  $K_1$  и  $K_2$  с ростом величины  $\lambda_p$  могут возникнуть так называемые особые режимы работы гребного винта. Это можно показать, если рассмотреть влияние изменения угла атаки  $\alpha_i$  на гидродинамические силы, действующие на некоторый элемент лопасти (рис. 86).

При достаточно большом значении относительной поступи  $\lambda_p$  или малом угле атаки  $\Delta\alpha_i > 0$  проекции подъемной силы  $dY$  и силы профильного сопротивления  $dX$  на направление скорости поступательного перемещения винта  $v_p$  могут оказаться одинаковыми по абсолютной величине (рис. 86, а). Вследствие этого упор элемента лопасти (см. § 39)

$$dP = dY \cos \beta_i - dX \sin \beta_i = 0.$$

Отсюда следует, что угол индуктивной поступи связан с обратным качеством профиля соотношением

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{dY}{dX} = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (\text{XI.31})$$

Эти зависимости характеризуют режим нулевого упора (свободного скольжения) элемента лопасти винта. На его вращение затрачивается некоторая мощность  $dN_p = (dM\omega) > 0$ , поскольку вращающий момент  $dM = (rdT) > 0$ . Линейную поступь  $H_1$ , которая соответствует рассматриваемому режиму, принято называть шагом нулевого упора, или гидродинамическим шагом.

Режим нулевого упора для винта в целом получается при значении  $\lambda_{p1} = \frac{H_1}{D} > \frac{H}{D}$ . Безразмерную величину  $\frac{H_1}{D} \approx \frac{H}{D} + 0,1$  (в среднем)

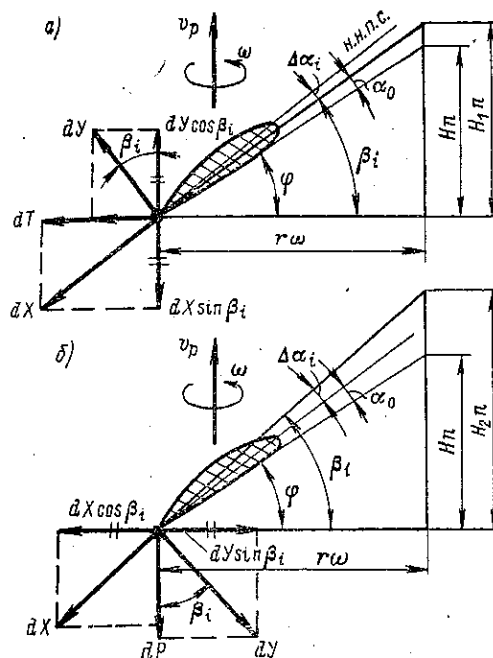


Рис. 86. Особые режимы работы элемента лопасти

называют шаговым отношением нулевого упора, или гидродинамическим шаговым отношением винта.

Если угол индуктивной поступи  $\beta_i$  увеличится настолько, что угол атаки элемента лопасти  $\alpha_i$  станет отрицательным, то направление подъемной силы изменится на противоположное, т. е.  $dY < 0$ . При некотором малом угле атаки  $\Delta\alpha_i < 0$  проекции этих сил ( $dY < 0$  и  $dX > 0$ ) на направление окружной скорости элемента лопасти  $r\omega$  станут одинаковыми по абсолютной величине (рис. 86, б). В результате этого касательная сила, а следовательно, и вращающий момент элемента лопасти (см. § 39) обращаются в нуль

$$dM = r dT = r(-dY \sin \beta_i + dX \cos \beta_i) = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta_{i_2} = \frac{dX}{dY} = \varepsilon. \quad (\text{XI.32})$$

Такие условия соответствуют режиму нулевого момента (свободного вращения, или авторотации) элемента лопасти винта. При этом на его работу в данном режиме мощность не затрачивается ( $dN_p = dM\omega = 0$ ), так как элемент лопасти вращается только под действием приложенных к нему гидродинамических сил, но развивает при этом отрицательный упор  $dP < 0$ . Линейную поступь  $H_2$ , соответствующую рассматриваемому режиму, называют шагом нулевого момента, причем  $H_2 > H_1$ . При последующем увеличении угла атаки  $\alpha_i < 0$  элемент лопасти будет развивать момент, направленный в сторону вращения винта, т. е.  $dM < 0$ .

Режим нулевого момента для винта в целом возникает при значении  $\lambda_{p_2} = \frac{H_2}{D}$ ,  $K_2 = 0$  и  $K_1 < 0$ . Поступь  $\frac{H_2}{D} > \frac{H_1}{D}$  называют шаговым отношением нулевого момента. В результате дальнейшего увеличения значения  $\lambda_p$  коэффициент  $K_2 < 0$ .

В диапазоне относительных поступей  $0 < \lambda_p < \lambda_{p_1}$  (см. рис. 85) винт работает как судовой движитель, т. е. развивает положительный упор, однако для его вращения необходимо подводить от главных двигателей крутящий момент. Режим работы винта в указанном интервале относительных поступей физически более обоснованно охарактеризовать скольжением

$$s_1 = \frac{H_1 - h_p}{H_1} = 1 - \frac{\lambda_p}{\lambda_{p_1}} = 1 - \frac{\lambda_p}{H_1/D} \quad (\text{XI.33})$$

относительно гидродинамического шага  $H_1$ , а не величиной  $s$  в долях  $H$ . Если  $\lambda_p > \lambda_{p_2}$ , то винт работает в турбинном режиме и тормозит движение судна. При этом он может отдавать некоторую мощность. Если  $\lambda_{p_1} < \lambda_p < \lambda_{p_2}$ , то винт нельзя использовать ни как движитель, ни как турбину, поскольку  $K_1 < 0$ , а  $K_2 > 0$ .

#### § 41. Кавитация гребных винтов

Характеристики и стадии кавитации. Кавитацией называется процесс нарушения сплошности потока капельной жидкости вблизи поверхности тела при высоких скоростях обтекания, вызывающих понижение давления до некоторого критического значения. При таком понижении давления образуются области разрыва сплошности потока — кавитационные каверны, заполненные парами капельной жидкости (воды) и растворенными в ней газами. Критическое давление  $p_{кр}$ , при достижении которого может начаться процесс кавитации, зависит от способности жидкости выдерживать растягивающие напряжения, вызывающие местное ослабление ее прочности. Обычно значение  $p_{кр}$  получается равным давлению насыщенных паров воды  $p_n$  при данной температуре («холодное кипение»), причем  $p_n \approx 60—240$  кгс/м<sup>2</sup>, если  $t = 0—20^\circ \text{C}$  (соответственно).

Кавитация начинается с роста микроскопических ядер, содержащих нерастворенные пузырьки воздуха или пары жидкости в смеси с газами. Рост таких ядер усиливается, когда они попадают в зону минимального давления вблизи поверхности тела. В этой зоне и за ней образуются пульсирующие пузырьки, которые замыкаются в зоне более высокого давления, а затем сливаются в одну или несколько неустойчивых каверн. При возрастании скорости обтекания тела (или снижении давления) протяженность каверны увеличивается настолько, что она замыкается уже за пределами тела.

Условия возникновения и развития кавитации на поверхности тела зависят от степени снижения местных значений полного давления  $p$  по сравнению с давлением  $p_0$  в невозмущенном потоке жидкости, набегающем с некоторой скоростью  $v_\infty$  (далеко перед телом). Если жидкость предполагается идеальной, то зависимость между понижением давления  $\Delta p = p_0 - p$  и относительным возрастанием скоростей обтекания  $\frac{u}{v_\infty}$  в различных точках поверхности глубокопогруженного тела можно найти из уравнения (V.2), полагая здесь  $z \approx \text{const}$ . Тогда

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v_\infty^2 \left[ \left( \frac{u}{v_\infty} \right)^2 - 1 \right],$$

а коэффициент местного разрежения

$$\bar{p}_0 = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v_\infty^2} = \frac{2(p_a + \gamma h - p)}{\rho v_\infty^2}, \quad (\text{XI.34})$$

поскольку  $p_0 = p_a + \gamma h$ , где  $p_a$  — атмосферное давление;  $h$  — глубина погружения тела.

Понижение давления  $\Delta p = p_0 - p$  на поверхности тела (крыла) при докавитационном обтекании установившимся потоком идеальной жидкости изменяется пропорционально  $\left( \frac{u}{v_\infty} \right)^2$ . Вследствие этого величина  $\bar{p}_0$ , а следовательно, и коэффициент подъемной силы  $C_y$  для

профиля крыла с заданными геометрическими элементами определяются только кромочным углом атаки  $\alpha$  (см. § 38). Если при заданной скорости  $v_\infty$  угол атаки  $\alpha > 0$ , то наибольшее разрежение ( $\bar{p}_0 = \bar{p}_{0\max}$ ) или наименьшее давление в некоторой точке на засасывающей стороне профиля (рис. 87).

$$p_{\min} = p_0 - \bar{p}_{0\max} \frac{\rho v_\infty^2}{2}.$$

При возрастании скорости набегающего потока до некоторого критического значения  $v_{\infty\text{кр}}$  давление  $p_{\min}$  может оказаться равным  $p_n$ . Тогда в данной точке профиля наступит кавитация (паровая). Критерием, определяющим ее начало и степень развития, служит безразмерная величина

$$\kappa_c = \frac{2(p_0 - p_n)}{\rho v_\infty^2}, \quad (\text{XI.35})$$

называемая числом кавитации. Если  $\kappa_c > \kappa_{c\text{кр}}$ , то кавитация практически отсутствует ( $p_{\min} > p_n$ ). При  $\kappa_c \leq \kappa_{c\text{кр}}$  (или  $p_{\min} = p_n = \text{const}$ ) различают две стадии паровой кавитации.

Первая стадия, началу которой соответствует критическое значение числа кавитации  $\kappa'_c = \kappa_{c\text{кр}}$  или скорости набегающего потока

Рис. 87. Изменение распределения давлений вдоль поверхности кавитирующего крыла

$v_\infty = v_{\infty\text{кр}}$ , характеризуется образованием местных парогазовых каверн, которые замыкаются в зоне более высокого давления на поверхности профиля крыла (обычно на его засасывающей стороне). Уменьшение пика эпюры коэффициента  $\bar{p}_0$  вблизи каверны (где  $p_n = \text{const}$ ) компенсируется некоторым увеличением его значений за область  $\bar{p}_0 = \bar{p}_{0\max}$  (см. рис. 87), куда уносятся набегающим потоком жидкости все парогазовые пузырьки. Поэтому гидродинамические характеристики профиля крыла (значения  $C_y, C_x$ ) в первой стадии кавитации остаются практически такими же, как и при бескавитационном обтекании (см. § 38).

Однако первая стадия кавитации обычно сопровождается возникновением кавитационной эрозии. Она представляет собой своеобразное разрушение материала поверхности крыла или другого тела («изъязвление», «выкрашивание») в местах замыкания паро-



газовых пузырьков, которые увлекаются потоком воды на небольшое расстояние и оказываются в зоне более высокого давления. Здесь пузырьки сначала сжимаются, а затем конденсируются или разрушаются. В этот момент возникают значительные по величине импульсивные давления, периодическое действие которых и вызывает эрозионное разрушение поверхности крыла или другого тела.

Вторая стадия кавитации является следствием дальнейшего увеличения скорости набегающего потока ( $v_\infty > v_{\infty \text{кр}}$ ). Эта стадия кавитации определяется условием  $\kappa_c'' < \kappa_{\text{кр}}$  и отличается от первой тем, что парогазовая каверна замыкается за профилем крыла. Вследствие этого значения  $\bar{p}_0$  вдоль всей поверхности оказываются ниже, чем при докавитационном обтекании, а гидродинамические характеристики профиля крыла (значения  $C_y, C_x$ ) снижаются по мере уменьшения чисел  $\kappa_c$ . Поскольку кавитационная каверна замыкается за пределами тела, то эрозия не возникает. Режим кавитационно-отрывного обтекания профиля крыла или другого тела с замыканием каверны далеко за ним принято называть с у п е р к а в и т а ц и е й. Она сравнительно легко возникает у крыла, имеющего клиновидную форму сечений с острой входящей кромкой.

**Меры борьбы с кавитацией гребных винтов.** Кавитация при работе гребного винта обычно начинается на засасывающей поверхности концевых сечений лопасти, имеющих наибольшую окружную составляющую  $r\omega = 2\pi rn$  скорости набегающего потока  $v_\infty$  (см. § 38). Ее значение на относительном радиусе  $\bar{r} = \frac{r}{R_B}$  у винта диаметром  $D = 2R_B$  при заданном режиме работы (величине  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ ) получается равным

$$v_\infty = \sqrt{v_p^2 + (2\pi rn)^2} = v_p \sqrt{1 + \left(\frac{\pi \bar{r}}{\lambda_p}\right)^2}$$

и позволяет представить выражение (XI.35) для числа кавитации в виде

$$\kappa_c = \frac{2(p_0 - p_H)}{\rho v_\infty^2} = \frac{2(p_0 - p_H)}{\rho v_p^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi \bar{r}}{\lambda_p}\right)^2}. \quad (\text{XI.35a})$$

С увеличением осевой составляющей скорости набегающего потока  $v_p$  (при  $\lambda_p = \text{const}$  или  $n = \text{const}$ ) кавитация начинает распространяться вдоль засасывающей поверхности лопастей винта от их края к корню. Сначала этот процесс наблюдается лишь у входящей кромки или середины профиля лопасти (первая стадия кавитации). В данном случае гидродинамические характеристики профилей, образующих лопасти винта, а следовательно, и его кривые действия  $K_1(\lambda_p), K_2(\lambda_p), \eta_p(\lambda_p)$  остаются практически такими же, как и при бескавитационном обтекании. Однако первая стадия кавитации гребного винта приводит к возникновению эрозии, которая в зависимости от места расположения повреждений может быть корневой, кромочной и периферийной [21].

По мере дальнейшего увеличения скорости  $v_p$  (при  $\lambda_p = \text{const}$ ) кавитационный процесс распространяется по направлению к выходящей кромке лопастей винта. При некотором значении  $v_p$  вся засасывающая поверхность лопастей оказывается охваченной кавернами, которые в дальнейшем начинают выходить за ее пределы (вторая стадия кавитации). При этом значения  $K_1$  и  $K_2$  уменьшаются таким образом, что к. п. д. винта  $\eta_p$  оказывается ниже, чем при отсутствии кавитации (рис. 88, а). Режим работы винта в данном случае характеризуется не только величиной  $\lambda_p$ , но и числом кавитации  $\kappa_c$ . Падение значений  $K_1$  (или упора  $P$ ) приводит к необходимости увеличения частоты вращения винта  $n$  для поддержания заданной скорости судна  $v$  (рис. 88, б). Это вызывает уменьшение величины  $\lambda_p$  и дополнительное снижение к. п. д. винта.

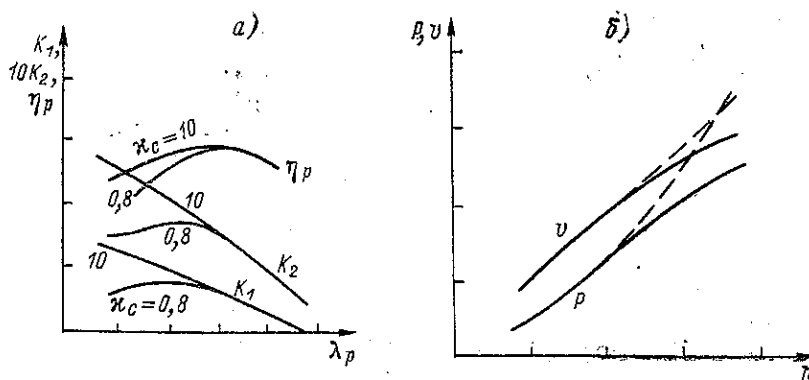


Рис. 88. Влияние кавитации на работу гребного винта

Вредные последствия кавитации гребных винтов можно предотвратить, рационально выбрав их геометрические элементы. Чтобы отдалить начало кавитации, необходимо уменьшить коэффициент разрежения  $\bar{p}_0$ , соответствующий общему выражению (XI.34). Это достигается уменьшением либо коэффициента подъемной силы  $C_y$  для крылообразных сечений лопастей винта, либо самой величины  $\bar{p}_0$  при  $C_y = \text{const}$ .

При проектировании гребного винта обычно задают развиваемый им упор  $P$ , который определяется элементарными значениями подъемной силы  $dY$ , связанными с величиной  $C_y$  для сечений лопастей выражением (XI.15). Если диаметр винта и режим его работы заданы, то значения  $C_y$  можно снизить только, увеличив хорду сечений лопасти  $b$ . Это приводит к необходимости увеличивать дисковое отношение  $\theta$  (см. § 37). Если значение  $\theta$  задано, то ширину лопастей можно увеличить, уменьшив их число  $z$  до трех или даже двух. В некоторых случаях значение  $\theta$ , а следовательно, и коэффициент  $C_y$  изменить нельзя. Тогда величину  $\bar{p}_0$  можно снизить, если обеспечить более равномерное распределение давлений на засасывающей поверхности лопасти винта (без резко выраженного пика разрежения у входящей

кромки). Этим свойством обладают сегментные профили сечений лопасти, особенно если они имеют безударный вход в воду (нулевой угол атаки у входящей кромки). Значения  $\bar{p}_0$  можно также уменьшить, если повысить статическое давление  $p_0 = p_a + \gamma h$ , увеличив относительное погружение оси винта  $\bar{h}_b = \frac{h_b}{D}$  под свободную поверхность воды (см. § 37). При недостаточном погружении  $h_b$  может произойти засасывание атмосферного воздуха с поверхности воды к лопастям винта. Следствием этого является его преждевременная кавитация (поверхностная).

Кавитационная эрозия существенно сокращает сроки безопасной эксплуатации гребных винтов. Использование материалов с повышенной эрозионной стойкостью для их изготовления практически лишь незначительно уменьшает интенсивность эрозионного процесса. Следовательно, для ослабления этого процесса приходится применять и некоторые специальные меры, позволяющие устранить непосредственную причину неустойчивости кавитационных каверн — неравномерность набегающего потока при работе винта за корпусом судна. Этому способствуют, например, рациональный выбор кормовых обводов судна (с пологими батоксами) и уменьшение наклона гребных валов. Если наклон валов велик, то возникает интенсивная корневая эрозия винта, для ликвидации которой часто делают противозерозионные отверстия в сечениях его лопастей вблизи ступицы [21].

На современных крупных или быстроходных судах предотвратить первую стадию кавитации либо вообще невозможно, либо это оказывается неэффективным, так как приходится увеличивать дисковое отношение гребных винтов настолько, что их к. п. д. заметно снижается. Поэтому на таких судах целесообразно применять винты, приспособленные к работе в начале второй стадии кавитации, хотя они и имеют несколько меньший к. п. д., чем обычные некавитирующие винты, но не подвергаются эрозионному разрушению.

#### § 42. Моделирование работы гребных винтов в свободной воде

Методика проведения модельных испытаний и обработки их результатов. Практические способы расчета гребных винтов обычно основаны на результатах модельных испытаний в свободной воде. Эти испытания проводят, как правило, в опытовых бассейнах с буксировочной тележкой (см. § 30), под которой размещают работающую модель винта и специальный винтовой динамометр. Аналогичные испытания (но в обратном движении) для глубокопогруженных винтов можно проводить в аэродинамической трубе (см. § 30). При моделировании работы гребных винтов в свободной воде определяют их динамические характеристики: упор  $P$ , вращающий момент  $M$ , а следовательно, и к. п. д.  $\eta_p$ , при различных сочетаниях скоростей  $v_p$  и  $\omega = 2\pi n$  для изолированных натуральных винтов. Они могут иметь различные абсолютные размеры (диаметр  $D_n$  и т. д.), но должны быть геометрически подобны данной модели, выполненной в некотором масштабе  $\left(\frac{1}{k} = \frac{D_m}{D_n}\right)$ .

Результаты таких экспериментов можно считать достоверными лишь при условии, что потоки жидкости, вызванные работающим натурным винтом и его модели, будут удовлетворять требованиям законов подобия (см. § 22).

Гребные винты с данным числом лопастей  $z$  принято считать геометрически подобными (приближенно), если для модели и натурны одинаковы соответственные безразмерные характеристики: шаговое отношение  $\frac{H}{D}$ , дисковое отношение  $\theta$  и т. п. (см. § 37). Условием кинематического подобия потоков жидкости в рассматриваемом случае является равенство значений относительной поступи  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$  для модели и натурального винта, т. е.  $\lambda_{p_m} = \lambda_{p_n}$ . Динамическое подобие этих потоков заключается в равенстве коэффициентов упора  $K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$  и коэффициентов момента  $K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5}$ , а следовательно, и величины к. п. д.  $\eta_p = \frac{K_1 \lambda_p}{K_2 2\pi}$ , при одинаковых значениях  $\lambda_p$  (см. § 40). Таким образом, при  $\lambda_{p_m} = \lambda_{p_n}$

$$K_{1_m} = K_{1_n}; K_{2_m} = K_{2_n}; \eta_{p_m} = \eta_{p_n}. \quad (\text{XI.36})$$

Эти условия могут быть обеспечены в общем случае при одновременном соблюдении требований законов подобия Фруда и Рейнольдса, т. е. при  $\text{Fr}_m = \text{Fr}_n$  и  $\text{Re}_m = \text{Re}_n$  (см. § 22).

Число Фруда для гребных винтов можно определить на основании общего выражения (V.20), т. е.  $\text{Fr} = \frac{u}{\sqrt{gl}}$ . В качестве характерных значений линейного размера  $l$  и скорости  $u$  здесь принимают соответственно диаметр винта  $D$  и окружную скорость  $R_b \omega = \pi D n$ . Тогда при  $\pi \approx \sqrt{g}$

$$\text{Fr} = \frac{\pi D n}{\sqrt{gD}} \approx n \sqrt{D}. \quad (\text{XI.37})$$

Требования закона подобия Фруда приходится учитывать лишь в тех случаях, когда погружение оси гребных винтов под поверхность воды невелико (см. § 37).

Число Рейнольдса для гребных винтов определяют на основании общего выражения (V.16), т. е.  $\text{Re} = \frac{ul}{\nu}$ . При этом за характерные значения размера и скорости обычно принимают соответственно среднюю ширину лопасти  $b_c = \frac{F_d}{R_b - r_0} = \bar{b}_c D$  (где  $\bar{b}_c = \frac{b_c}{D}$ ) и величину

$nD = \frac{1}{\pi} R_b \omega$ . Тогда

$$\text{Re} = \frac{nD^2}{\nu} \bar{b}_c^2. \quad (\text{XI.38})$$

а из условия  $Re_m = Re_n$  получим соотношение

$$n_m = n_n \frac{v_m}{v_n} R^2,$$

которому практически нельзя удовлетворить при проведении модельных испытаний винтов в свободной воде. Поэтому такие испытания следует проводить при числах  $Re$ , соответствующих выражению (XI.38), но превышающих их критическое значение  $Re_{кр} \approx 1,5 \cdot 10^{-5}$ , чтобы исключить тем самым масштабный эффект (см. § 30).

**Анализ результатов серийных модельных испытаний.** Особым видом модельных экспериментов являются серийные испытания моделей винтов в свободной воде. Серии моделей выбирают таким образом, чтобы выявить влияние важнейших геометрических элементов гребного винта ( $\frac{H}{D}$ ,  $\theta$ ,  $z$ ) на кривые действия (см. рис. 85). Основные результаты таких испытаний приводятся ниже.

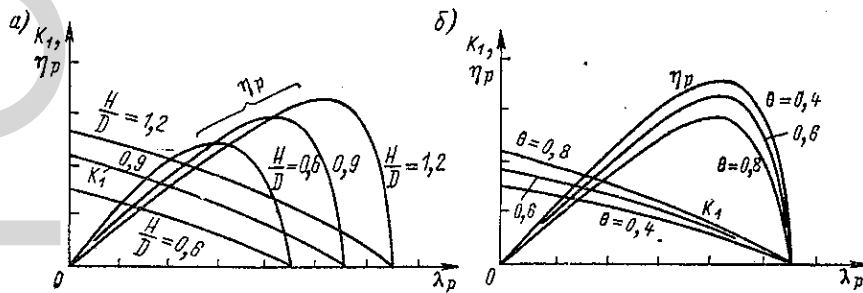


Рис. 89. Влияние элементов винта на кривые его действия

1. На характер кривых  $K_1(\lambda_p)$ ,  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$  наиболее существенно влияет шаговое отношение винтов  $\frac{H}{D}$  (конструктивное). Его значения обычно находятся в пределах 0,6 — 1,5. Увеличение отношения  $\frac{H}{D}$  при прочих неизменных геометрических элементах винта (например,  $\theta$  и  $z$ ) и заданном значении  $\lambda_p = \text{const}$  сопровождается ростом коэффициента упора  $K_1$  (рис. 89, а) и коэффициента момента  $K_2$ . Однако увеличение  $\frac{H}{D}$  при малых значениях  $\lambda_p$  вызывает снижение к. п. д. винта  $\eta_p$ . Наоборот, при больших значениях  $\lambda_p$  увеличение  $\frac{H}{D}$  приводит к повышению к. п. д. Увеличение  $\frac{H}{D}$  во всех случаях вызывает рост значений  $\lambda_{p1} = \frac{H_1}{D}$  и  $\eta_p = \eta_{p \max}$  (см. рис. 89, а).

2. С увеличением дискового отношения  $\theta = \frac{\Sigma F_d}{F_p}$  (рис. 89, б) при заданных значениях  $\frac{H}{D}$ ,  $z$  и  $\lambda_p$  коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$  возрастают тем

больше, чем меньше  $\lambda_p$  (причем  $\lambda_{p_1} = \frac{H_1}{D} \approx \text{const}$ ). При увеличении дискового отношения в обычных пределах ( $0,30 \leq \theta \leq 1,10$ ) к. п. д. винта несколько снижается. Поэтому желательно принимать возможно меньшее значение  $\theta = \theta_{\min}$ . Однако оно должно быть таким, чтобы обеспечить нормальные условия работы винта (в частности, достаточную прочность его лопастей и отсутствие кавитации). Во всех случаях значение  $\theta$  должно быть не менее 0,30 во избежание ухудшения характеристик работы винта при реверсе (изменении направления вращения).

3. Число лопастей гребного винта  $z$  при надлежащем профилировании их сечений и принятой величине  $\theta = \text{const}$  практически мало влияет на кривые действия винта, если отсутствует опасность кавитации (см. § 41). Поэтому выбор значения  $z$  для некавитирующих винтов диктуется главным образом эксплуатационными требованиями. В частности, с увеличением числа лопастей возрастает частота и уменьшается амплитуда периодических сил, передаваемых работающим винтом корпусу судна. Вследствие этого в большинстве случаев снижается опасность возникновения вибрации его кормовой оконечности.

4. Аэродинамический профиль сечений лопасти обеспечивает более высокий к. п. д. винта (на 4—5%), чем сегментный (см. § 39), но приводит к более раннему началу кавитации. Поэтому на большей части длины лопасти некавитирующего винта (до относительных радиусов  $\bar{r} = \frac{r}{R_B} \approx 0,7$ ) желательно применять сечения с аэродинамическим профилем. Лишь в крайних сечениях ( $\bar{r} > 0,7$ ), где кавитация может возникнуть раньше (см. § 41), целесообразнее перейти к сегментному профилю.

5. Увеличение относительной толщины сечений лопасти при  $\bar{r} = 0,6 - 0,7$  до значений  $\delta_e = \frac{e}{b} \approx 0,10 - 0,12$  сравнительно мало сказывается на к. п. д. винта (если  $\theta = \text{const}$ ). Однако дальнейшее увеличение значений  $\delta_e$  вызывает некоторое снижение к. п. д. винта и более раннее начало кавитации.

6. Форма контура лопасти винта и наклон ее образующей в корму до  $10-15^\circ$  (см. § 37) почти не влияют на характер его кривых действия в свободной воде. Они не изменяются и при увеличении относительного диаметра ступицы винта до значений  $\frac{d_0}{D} = 0,20 - 0,22$  (обычно  $\frac{d_0}{D} = 0,16 - 0,20$ ).

7. Повышенная шероховатость поверхности лопастей (увеличение значения  $\frac{\Delta_{ш}}{b}$ ) приводит к возрастанию обратного качества их сечений (см. § 39) и соответствующему снижению к. п. д. винта.

8. Уменьшение относительной глубины погружения оси гребного винта  $\bar{h}_B = \frac{h_B}{D}$  под поверхность воды в пределах от 1,0 до 0,7 (см. § 37) практически не влияет на кривые действия винта. Дальнейшее

уменьшение величины  $\bar{h}_b$  приводит к снижению значений  $K_1$ ,  $K_2$  и  $\eta_p$ , а также вызывает опасность возникновения поверхностной кавитации винта (см. § 41).

### § 43. Диаграммы для расчета гребных винтов

Принцип построения диаграмм. Элементы гребных винтов обычно определяют по расчетным диаграммам, построенным на основании материалов серийных испытаний моделей винтов в свободной воде

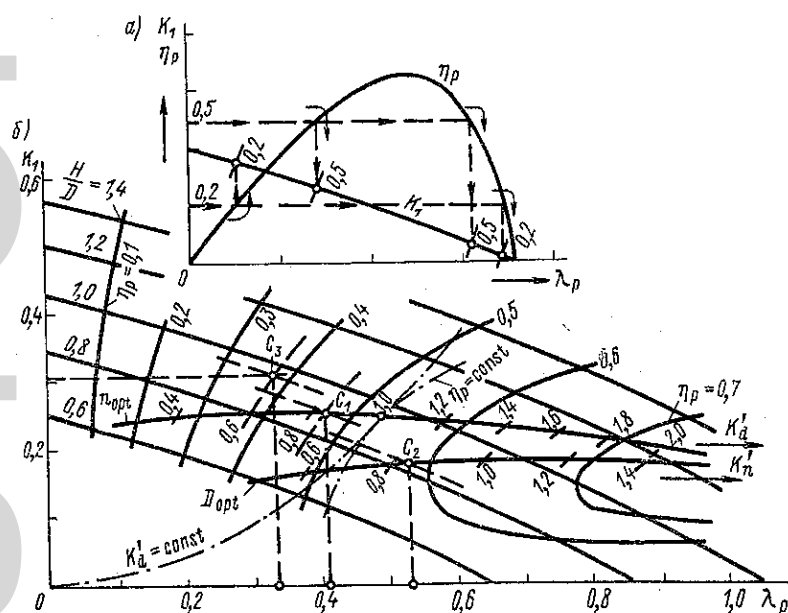


Рис. 90. Принцип построения и применения диаграммы для расчета гребных винтов

(см. § 42). Результаты испытаний каждой модели, входящей в данную серию, представляют в виде кривых действия  $K_1(\lambda_p)$ ,  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$ . Для построения диаграмм можно использовать любую пару кривых, например  $K_1(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$  или  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$ , так как между значениями  $K_1$ ,  $K_2$  и  $\eta_p$  при заданной относительной поступи  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$  существует зависимость (XI.30).

В отечественной практике для расчета некавитирующих винтов обычно используют диаграммы, построенные по изложенному ниже способу Э. Э. Папмеля.

На кривых коэффициента упора  $K_1(\lambda_p)$  или коэффициента момента  $K_2(\lambda_p)$  для моделей винта с заданными геометрическими элементами

$\left(\frac{H}{D}, \theta, z\right)$  размечают значения к. п. д.  $\eta_p$  (рис. 90, а), снятые с кривой  $\eta_p(\lambda_p)$ , необходимость в которой таким образом отпадает. При этом выбирают такие значения к. п. д. винта, которые облегчат последующую линейную интерполяцию между ними (например,  $\eta_p = 0,1; 0,2; 0,3$  и т. д.). Аналогичные построения выполняют на кривых действия для всех моделей винтов, отличающихся друг от друга только конструктивным шаговым отношением  $\frac{H}{D}$ . Прочие геометрические элементы (число лопастей  $z$ , дисковое отношение  $\theta$  и т. д.), которые можно выбрать предварительно (см. § 42), принимают для этих моделей одинаковыми.

Если кривые  $K_1(\lambda_p)$  с размеченными на них значениями  $\eta_p$  нанести на один график и точки, соответствующие  $\eta_p = \text{const}$ , соединить плавными линиями, то получим сводную диаграмму кривых действия для всех моделей винтов данной серии, имеющих различную величину  $\frac{H}{D}$  (рис. 90, б). На такой диаграмме образуются две сетки кривых. Одна из них выражает зависимости  $K_1(\lambda_p)$  при постоянных шаговых отношениях (для краткости — кривые  $\frac{H}{D} = \text{const}$ ), а по другой можно найти постоянные значения к. п. д. винтов (кривые  $\eta_p = \text{const}$ ). Каждая точка диаграммы соответствует гребному винту данной серии с определенными геометрическими элементами  $\left(\frac{H}{D}, z, \theta\right)$  и т. д.). Диаграмма, построенная в осях  $K_1 - \lambda_p$ , называется «корпусной», поскольку она удобна для расчета гребных винтов при заданном упоре  $P$ , величина которого зависит от буксировочного сопротивления судна  $R$  или состава судов  $R_c$  (см. § 34).

Для той же серии моделей винтов аналогично можно построить диаграмму в осях  $K_2 - \lambda_p$ , если рассмотренным ранее способом видоизменить кривые  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$ . На этой диаграмме, как и на предыдущей, содержатся две сетки кривых. Одна из них выражает зависимости  $K_2(\lambda_p)$  при постоянных шаговых отношениях (кривые  $\frac{H}{D} = \text{const}$ ), а другая — определяет постоянные значения к. п. д. винтов данной серии (кривые  $\eta_p = \text{const}$ ). Диаграмму, построенную в осях  $K_2 - \lambda_p$ , называют «машинной», так как она более удобна для расчета гребных винтов при заданных значениях мощности  $N_p$  или крутящего момента  $M'$ , подведенных к винту от главных двигателей судна.

Расчетные диаграммы, построенные по способу Э. Э. Папмеля, позволяют непосредственно выбрать оптимальный винт из данной серии, который имеет наиболее выгодные элементы, т. е. обеспечивает наивысший к. п. д.  $\eta_p = \eta_{p \text{ opt}}$  в заданных условиях работы (см. также § 39). Эти элементы винта можно определить, если из значений

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} \quad \text{и} \quad K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$$



или

$$K_2 = \frac{75}{2\pi} \frac{N_p}{\rho n^3 D^5},$$

отложенных по осям расчетных диаграмм ( $K_1-\lambda_p$  или  $K_2-\lambda_p$ ), исключить либо частоту вращения  $n$ , либо диаметр винта  $D$ . В результате получим так называемые коэффициенты задания, которые имеют вид

$$K'_d = \frac{v_p D}{a'} = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_1}}; \quad K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{n a'}} = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{K_1}} \quad (\text{XI.39})$$

или

$$K''_d = \frac{v_p D}{a''} = \sqrt{\frac{75 \lambda_p^3}{2\pi K_2}}; \quad K''_n = \frac{v_p}{\sqrt{n a''}} = \sqrt[4]{\frac{75 \lambda_p^5}{2\pi K_2}}, \quad (\text{XI.40})$$

где

$$a' = \sqrt{\frac{P}{\rho}}; \quad a'' = \sqrt{\frac{N_p}{\rho v_p}}.$$

Коэффициенты  $K'_d$  и  $K'_n$  относятся к «корпусной» диаграмме (в осях  $K_1-\lambda_p$ ), а коэффициенты  $K''_d$  и  $K''_n$  — к «машинной» (в осях  $K_2-\lambda_p$ ). Каждый из таких коэффициентов содержит только заданные величины ( $v_p$ ,  $P$ ;  $N_p$ ,  $D$  или  $n$ ) и одновременно связан с координатами выбранной для расчета диаграммы ( $\lambda_p$  и  $K_1$  или  $\lambda_p$  и  $K_2$ ). Это позволяет нанести на данной диаграмме еще две сетки параболических кривых, соответствующих постоянным значениям коэффициентов задания. В частности, сетка кривых  $K'_d = \text{const}$  для коэффициента «упора—диаметра» (при известных значениях  $P$  и  $D$ , а также  $v_p$ ) представляет собой семейство парабол вида  $K_1 = \frac{1}{(K'_d)^2} \lambda_p^2$ . Каждой их точке на диаграмме в осях  $K_1-\lambda_p$  (см. рис. 90, б) соответствуют гребные винты с вполне определенными значениями  $\frac{H}{D}$ ,  $\eta_p$ ,  $\lambda_p$  и  $K_1$ . Все эти винты удовлетворяют заданным условиям, т. е. развивают необходимый упор  $P$  при выбранных значениях диаметра  $D$  и скорости  $v_p$ . Однако такие винты потребляют различную мощность  $N_p$ , которая зависит от значения к. п. д.  $\eta_p$ , снятого с диаграммы, и имеют различное шаговое отношение  $\frac{H}{D}$  (при одинаковых прочих элементах —  $\theta$ ,  $z$  и т. д.).

Оптимальному винту (с к. п. д.  $\eta_p = \eta_{p \text{ opt}}$ ) соответствует точка касания рассматриваемой кривой  $K'_d = \text{const}$  какой-либо кривой  $\eta_p = \text{const}$  (в общем случае она может быть и не изображена на диаграмме). Поскольку выпуклости кривых  $K'_d = \text{const}$  и  $\eta_p = \text{const}$  направлены в противоположные стороны, то упомянутая точка касания должна обязательно существовать и быть единственной. Она и определяет при заданном диаметре винта  $D$  наиболее выгодные значения  $\frac{H}{D} = \left(\frac{H}{D}\right)_{\text{opt}}$  и  $n = n_{\text{opt}}$ . Последнее вычисляют по величине  $\lambda_p =$

$=\lambda_{p\text{opt}}$ , которая соответствует данной точке, т. е.  $n_{\text{opt}} = \frac{v_p}{\lambda_{p\text{opt}} D}$ .

Геометрическое место точек касания кривых  $K'_d = \text{const}$  и  $\eta_p = \text{const}$  на диаграмме в осях  $K_1-\lambda_p$  дает линию оптимальных оборотов (частот вращения)  $n_{\text{opt}}$ , на которой размечается шкала значений  $K_d$  (см. рис. 90, б).

На ту же диаграмму аналогично наносят линию оптимальных диаметров  $D_{\text{opt}}$ , которая представляет собой геометрическое место точек касания кривых  $K'_n = \text{const}$  и  $\eta_p = \text{const}$ . По этой линии с размеченной на ней шкалой коэффициентов «упора — числа оборотов»  $K'_n$  (см. рис. 90, б) определяют диаметр  $D = D_{\text{opt}}$ , соответствующий наиболее выгоднейшему к. п. д. винта  $\eta_p = \eta_{p\text{opt}}$  при заданном значении  $n$ .

Аналогично проводят линии  $n_{\text{opt}}$  и  $D_{\text{opt}}$  на диаграмме, построенной в осях  $K_2-\lambda_p$ . Эти линии используют для определения элементов оптимального винта ( $n_{\text{opt}}$  или  $D_{\text{opt}}$  и т. д.) при заданных значениях коэффициентов  $K'_d$  и  $K'_n$  соответственно. Очевидно, что в данном случае должна быть известна мощность  $N_p$ , подведенная к винту (или его вращающий момент  $M$ ).

Часть диаграммы в осях  $K_1-\lambda_p$  или  $K_2-\lambda_p$ , ограниченная линиями  $n_{\text{opt}}$  и  $D_{\text{opt}}$ , представляет собой область значений, соответствующих оптимальным винтам. Величина их к. п. д.  $\eta_p$  достигает здесь относительного максимума (для заданных условий) и изменяется сравнительно мало.

**Типы заданий для расчета винтов по диаграммам.** Схему расчета гребных винтов по диаграммам, построенным в осях  $K_1-\lambda_p$  или  $K_2-\lambda_p$ , выбирают в зависимости от условий задания. Наиболее характерные типы заданий для расчета винтов по таким диаграммам приведены в табл. 4.

Расчет элементов оптимального гребного винта, имеющего заданный диаметр  $D$  (м) и развивающего при данной скорости перемещения  $v_p$  (м/с) необходимый упор  $P$  (кгс) или потребляющего мощность,  $N_p$  (л. с.), подведенную от главных двигателей судна, выполняют в такой последовательности (схемы I и IV в табл. 4):

1. По шкале, размеченной на линии  $n_{\text{opt}}$ , находим точку ( $C_1$  на рис. 90, б), которая соответствует вычисленной предварительно величине  $K_d$  или  $K'_d$  (в зависимости от типа диаграммы).

2. В точке  $C_1$  на диаграмме снимаем значения  $\lambda_p$  (по оси абсцисс) и  $\frac{H}{D}$  (с применением линейной интерполяции по сетке кривых  $\frac{H}{D} = \text{const}$ ). Определяем наивысшую для заданных условий величину  $\eta_p$  (то же линейной интерполяцией по сетке кривых  $\eta_p = \text{const}$ ).

3. Значение  $\lambda_p$  используем для вычисления оптимальной частоты вращения винта  $n = \frac{v_p}{\lambda_p D}$  (в 1 с).

4. По величине  $\eta_p$  вычисляем мощность  $N_p = \frac{P v_p}{75 \eta_p}$  или упор  $P = \frac{75 N_p \eta_p}{v_p}$  (в зависимости от условий задания).

Расчет элементов оптимального винта, работающего с заданной частотой вращения  $n_m = 60 n$  (в 1 мин) и развивающего при данной скорости перемещения  $v_p$  (м/с) упор  $P$  (кгс) или потребляющего подводенную мощность  $N_p$  (л. с.), производят в следующем порядке (схема II или V в табл. 4):

Таблица 4

Типы заданий для расчета гребных винтов по диаграммам

№ задания	Заданные величины	Расчетные коэффициенты	Искомые величины	Расчетные диаграммы
I	$v_p; P; D$	$K'_d = \frac{v_p D}{a'}$	$n; \frac{H}{D}; \eta_p$ (opt)	В осях $K_1 - \lambda_p$
II	$v_p; P; n$	$K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{na'}}$	$D; \frac{H}{D}; \eta_p$ (opt)	
III	$v_p; P;$ $D; n$	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD};$ $K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$	$\frac{H}{D}; \eta_p$	
IV	$v_p; N_p; D$	$K''_d = \frac{v_p D}{a''}$	$n; \frac{H}{D}; \eta_p$ (opt)	В осях $K_2 - \lambda_p$
V	$v_p; N_p; n$	$K''_n = \frac{v_p D}{a''}$	$n; \frac{H}{D}; \eta_p$ (opt)	
VI	$v_p; N_p;$ $D; n$	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD};$ $K_2 = \frac{11,93 N_p}{\rho n^3 D^5}$	$\frac{H}{D}; \eta_p$	

Примечание.  $a' = \sqrt{\frac{P}{\rho}}; a'' = \sqrt{\frac{N_p}{\rho v_p}}$ .

1. По шкале, которая размечена на линии  $D_{opt}$ , находим точку ( $C_2$  на рис. 90, б), отвечающую вычисленной заранее величине  $K'_n$  или  $K''_n$  (аналогично предыдущему случаю).

2. С диаграммы снимаем значения  $\lambda_p$ ,  $\frac{H}{D}$  и  $\eta_p$ , соответствующие этой точке.

3. Вычисляем оптимальный диаметр винта  $D = \frac{v_p}{\pi \lambda_p}$ .

4. По величине  $\eta_p$  определяем значение  $N_p$  или  $P$  (см. предыдущий случай).

Если диаметр  $D$  (или, реже, число оборотов  $n$ ) ограничен условиями задания (схемы III и VI в табл. 4), то гребной винт не получается оптимальным, вследствие чего его к. п. д.  $\eta_p < \eta_{p \text{ opt}}$ . Значения  $\frac{H}{D}$  и  $\eta_p$  для такого винта снимают с диаграммы в точке ( $C_3$  на рис. 90, б), отвечающей предварительно вычисленным величинам  $\lambda_p$  и  $K_1$  или  $\lambda_p$  и  $K_2$  (в зависимости от типа задания). Последующий расчет значения  $N_p$  или  $P$  выполняют так же, как и для оптимального винта.

## Глава XII

### ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА С КОРПУСОМ СУДНА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

#### § 44. Особенности работы гребного винта около корпуса судна

**Попутный поток и сила засасывания.** Корпус самоходного судна и работающий около него гребной винт представляют собой единый гидромеханический комплекс (винт—корпус). Между частями этого комплекса возникает взаимодействие, в результате которого скорости жидкости и действующие в ней силы будут в общем случае отличаться от скоростей и сил для изолированных корпуса и гребного винта.

Если судно движется с некоторой скоростью  $v = \text{const}$ , то у кормовой оконечности корпуса возникает течение жидкости, направленное преимущественно в сторону перемещения судна (рис. 91, а) и называемое попутным потоком. Этот поток принято считать номинальным, если он вызван только перемещением изолированного корпуса судна. Попутный поток, образующийся в месте расположения гребного винта, изменяет условия обтекания его лопастей (в обратном движении). Так, проекция скорости течения жидкости на ось гребного винта

$$v_p = v - v_{\text{ф}}, \quad (\text{XII.1})$$

где  $v_{\text{ф}}$  — осевая составляющая скорости попутного потока (номинального), измеренная в плоскости диска винта (с осреднением по площади  $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$ ).

Скорость  $v_\psi$  обычно представляется как некоторая величина, выраженная в долях скорости судна  $v$ , т. е.

$$\psi = \frac{v_\psi}{v} = \frac{v - v_p}{v} = 1 - \frac{v_p}{v}, \quad (\text{XII.2})$$

и называется коэффициентом попутного потока.

Если судно движется без заметного волнообразования, то за его кормой образуется попутный поток, который можно считать состоящим из двух частей. Одна из них обусловлена неравномерным распределением скоростей жидкости за пределами пограничного слоя (см. § 24), где ее вязкость практически не проявляется. Возникающее здесь

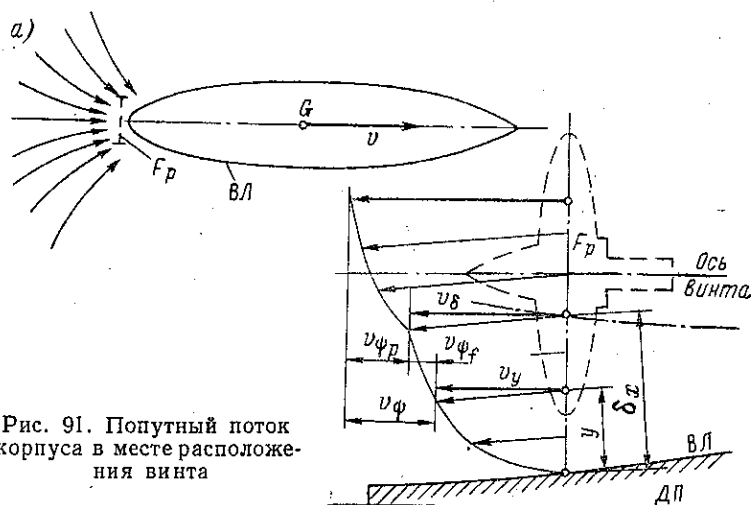


Рис. 91. Попутный поток корпуса в месте расположения винта

течение жидкости (идеальной) называется потенциальным попутным потоком, или попутным потоком вытеснения. Другая часть попутного потока возникает в результате торможения вязкой жидкости внутри пограничного слоя, особенно вблизи поверхности судна, и называется попутным потоком трения (или вязкости).

Таким образом, скорость попутного потока  $v_\psi$  на некотором расстоянии  $y$  от поверхности корпуса будет включать две составляющие — потенциальную  $v_{\psi_p}$  и вязкостную  $v_{\psi_f}$  (рис. 91, б), т. е.  $v_\psi = v_{\psi_p} + v_{\psi_f}$ . Их значения в месте расположения диска винта, где толщина пограничного слоя равна  $\delta_x$ , находят по формуле

$$v_\psi = v - v_y = (v - v_\delta) + (v_\delta - v_y) = v_{\psi_p} + v_{\psi_f}, \quad (\text{XII.3})$$

где  $v_\delta$  и  $v_y$  — осевые составляющие скоростей жидкости на внешней границе слоя и внутри него соответственно.

Скорости  $v_{\psi_p}$  и  $v_{\psi_f}$  характеризуются коэффициентами потенциального попутного потока и попутного потока трения, соответственно равными

$$\left. \begin{aligned} \psi_p &= \frac{v_{\psi_p}}{v} = 1 - \frac{v_\delta}{v}; \\ \psi_f &= \frac{v_{\psi_f}}{v} = \frac{v_\delta - v_y}{v} = \psi - \psi_p. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.4})$$

Поскольку судно движется по свободной поверхности воды, то в общем случае образуется и волновой попутный поток, имеющий потенциальную природу. Скорость волнового попутного потока  $v_{\psi_w}$  характеризуется коэффициентом

$$\psi_w = \frac{v_{\psi_w}}{v}. \quad (\text{XII.5})$$

Таким образом,

$$\psi = \psi_p + \psi_w + \psi_f. \quad (\text{XII.6})$$

Волновой попутный поток особенно значителен в кормовой оконечности быстроходных судов. Гребные винты у таких судов находятся под впадиной кормовой волны, т. е. в зоне пониженного давления. Вследствие этого здесь увеличиваются скорости движения жидкости, а коэффициент  $\psi_w < 0$ . Поэтому величина  $\psi = \psi_p - \psi_w + \psi_f$  будет незначительной. Для транспортных судов с умеренными скоростями ( $F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}} < 0,25$ ), не

вызывающими интенсивного волнообразования, величина  $\psi_w$  пренебрежимо мала по сравнению с  $\psi_p$  и  $\psi_f$ , т. е.  $\psi \approx \psi_p + \psi_f$ .

Рис. 92. Сила засасывания на поверхности корпуса судна  
1 — распределение давлений вдоль корпуса без винта; 2 — в его струе; 3 — вдоль корпуса с работающим винтом

Элементы гребных винтов, работающих вблизи корпуса судна, обычно определяют по диаграммам (см. § 43), построенным на основании результатов серийных испытаний моделей винтов в свободной воде. В этом случае расчетную скорость поступательного перемещения гребного винта принимают по формуле вида (XII.1), т. е.

$$v_p = v - v_\psi = v(1 - \psi), \quad (\text{XII.7})$$

но величину  $\psi = \frac{v_\psi}{v}$  находят из условия эквивалентности работы винта за корпусом судна и в свободной воде. Это условие основано на предположении, что в обоих случаях винт развивает одинаковый упор и потребляет одну и ту же мощность.

При работе гребных винтов вблизи корпуса судна увеличиваются скорости обтекания его кормовой оконечности и соответственно снижаются действующие на нее гидродинамические давления (рис. 92), как это следует из уравнения Бернулли (V.4). Пониженное давление (засасывание) приводит к тому, что на поверхности кормовой оконечности судна возникает дополнительная сила. Она направлена в сторону, противоположную перемещению судна, и называется силой засасывания.

Таким образом, чтобы обеспечить заданную скорость любого самоходного судна, каждый из работающих около его корпуса гребных винтов (при общем их числе  $x$ ) должен создавать не только полезную тягу  $P_e = \frac{1}{x} R$  или  $P_e = \frac{1}{x} (R_\delta + Z)$  (см. § 34), но и дополнительный упор  $\Delta P$ , необходимый для преодоления силы засасывания. Поэтому расчетный упор винта при работе за кормой судна равен

$$P = P_e + \Delta P. \quad (\text{XII.8})$$

Величину  $\Delta P$ , выраженную в долях упора винта  $P$ , т. е.

$$t = \frac{\Delta P}{P} = \frac{P - P_e}{P} = 1 - \frac{P_e}{P}, \quad (\text{XII.9})$$

принято называть коэффициентом засасывания. Он позволяет связать значения  $P$  и  $P_e$  соотношениями

$$P = P_e + \Delta P = \frac{P_e}{1-t}; \quad P_e = P(1-t). \quad (\text{XII.10})$$

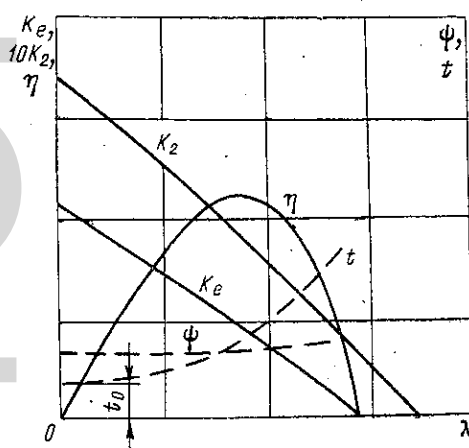
В общем случае коэффициент  $t$  можно представить так же, как и величину  $\psi = \psi_p + \psi_w + \psi_f$ , в виде суммы трех составляющих  $t_p$ ,  $t_w$  и  $t_f$ . Каждая из них зависит от тех факторов, которыми определяется и соответствующая составляющая коэффициента  $\psi$ . Однако влиянием волнообразования и пограничного слоя на силу засасывания можно пренебречь. Тогда будем считать, что эта сила или величина  $t$  определяется главным образом возрастанием скоростей обтекания кормовой оконечности судна установившимся потоком безграничной идеальной жидкости при работе винта около корпуса. Поэтому обычно принимают, что коэффициент  $t = t_p + t_w + t_f \approx t_p$  (при  $t_w \approx 0$  и  $t_f \approx 0$ ).

**Кривые действия винта за корпусом судна.** Динамические свойства комплекса гребной винт — корпус судна при заданном режиме его работы характеризуются полезной тягой  $P_e$ , вращающим моментом  $M$  (или подведенной мощностью  $N_p$ ) и пропульсивным коэффициентом  $\eta$ . Их значения в данном случае определяют так же, как и для любого гидравлического движителя, перемещающегося поступательно со скоростью  $v_p$  относительно воды (при работе за корпусом судна) и одновременно вращающегося с частотой  $n = \frac{\omega}{2\pi}$  вокруг своей оси (см. § 34).

Режим работы гребного винта за корпусом удобно характеризовать относительной поступью

$$\lambda = \frac{v}{nD} = \frac{\lambda_p}{1 - \psi}, \quad (\text{XII.11})$$

которую в отличие от величины  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$  (см. § 42), вычисляют по скорости судна  $v$ . Безразмерными динамическими характеристиками винта в этом случае являются коэффициенты полезной тяги и вращающего (или крутящего) момента, соответственно равные (см. также § 40)



$$\left. \begin{aligned} K_e &= \frac{P_e}{\rho n^3 D^4} = K_1 (1 - t); \\ K_2 &= \frac{M}{\rho n^2 D^3} = \frac{75}{2\pi} \frac{N_p}{\rho n^3 D^5}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.12})$$

а также величина  $\eta$ , определяемая по формуле

$$\eta = \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{P_e v}{M 2\pi n} = \frac{K_e}{K_2} \frac{\lambda}{2\pi}. \quad (\text{XII.13})$$

Рис. 93. Кривые действия гребного винта за корпусом судна

Зависимости  $K_e(\lambda)$ ,  $K_2(\lambda)$  и  $\eta(\lambda)$ , представленные графически, называются кривыми действия винта за корпусом (рис. 93). На этот график иногда наносят кривые  $\psi(\lambda)$  и  $t(\lambda)$ , которые характеризуют изменение коэффициентов  $\psi$  и  $t$  в функции величины  $\lambda$ . Коэффициент попутного потока  $\psi$  сравнительно мало изменяется с ростом величины  $\lambda$ , т. е.  $\psi \approx \text{const}$ . Коэффициент же засасывания  $t$  при этом возрастает, а его минимальное значение  $t_0$  соответствует швартовному режиму работы винта (при  $\lambda = \frac{v}{nD} = 0$ ).

Все перечисленные зависимости наиболее достоверно можно определить на основании результатов испытаний самоходных моделей судов в опытовых бассейнах (обычно с буксировочной тележкой). При проведении таких испытаний обязательно должны соблюдаться требования закона подобия Фруда, отступления от которых недопустимы при моделировании условий движения судна (см. § 30). Общий масштаб моделей  $\frac{1}{k}$  выбирают таким образом, чтобы обеспечить критические числа Рейнольдса  $Re = \frac{vL}{\nu} \gg Re_{кр}$  для модели судна. Ско-



рость же движения модели судна и частоту вращения винта находят на основании закона подобия Фруда ( $Fr_m = Fr_n$ ), т. е.

$$v_m = v_n \sqrt{\frac{1}{k}}; \quad n_m = n_n \sqrt{k}.$$

Результаты таких испытаний представляют графически в виде кривых действия винта за корпусом судна (по типу рис. 93).

#### § 45. Пропульсивный коэффициент и меры его повышения

Составляющие пропульсивного коэффициента. Эффективность использования полезной тяги  $P_{ек} = xP_e$  (см. § 34), создаваемой гребными винтами небуксирного судна, элементы которых выбирают из условия обеспечения скорости полного хода, характеризуется пропульсивным коэффициентом. Его величину  $\eta$  определяют по формуле (X.3) или (XII.13) и представляют в виде

$$\eta = \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{P v_p}{M 2\pi n P v_p} = \eta_p \xi_k. \quad (\text{XII.14})$$

Первый множитель  $\eta_p$  в правой части формулы (XII.14) соответствует выражению (X.7) или (XI.30) и может рассматриваться как к. п. д. гребного винта, находящегося в свободной воде, но эквивалентного по условиям работы винту, расположенному за корпусом судна (см. § 44). Такой винт (изолированный), перемещаясь поступательно со скоростью  $v_p < v$  и вращаясь с выбранной частотой  $n$ , развивает необходимый упор  $P \gg P_e$  и потребляет заданный крутящий момент  $M' = M$ .

Второй множитель

$$\xi_k = \frac{P_e v}{P v_p} = \frac{1-t}{1-\psi}, \quad (\text{XII.15})$$

входящий в формулу (XII.14), учитывает разницу в значениях полезной мощности  $N_v = P_e v$  и  $N'_v = P v_p$  (см. § 34) для комплекса винт—корпус судна и изолированного гребного винта (эквивалентного). Одновременно величина  $\xi_k$  зависит в явном виде от значений  $\psi$  и  $t$ , являющихся характеристиками взаимодействия винта с корпусом судна (см. § 44). Поэтому множитель  $\xi_k$  в формуле (XII.14) принято называть коэффициентом влияния корпуса на полезную мощность, создаваемую винтом.

Эффективность использования полезной тяги  $P_{ек} = xP_e$ , развиваемой гребными винтами буксирного судна, элементы которых выбирают из условия обеспечения тягового усилия  $Z = R_c \gg R_0$  (см. § 34) при заданной скорости движения  $v$  с составом барж, обычно характеризуется буксировочным коэффициентом  $\eta_z$ . Его определяют по формуле (X.5), которую, как и в предыдущем случае, можно представить в виде

$$\eta_z = \frac{Zv}{75xN_p} = \eta \left(1 - \frac{R_0}{xP_e}\right) = \eta_p \xi_k^*, \quad (\text{XII.16})$$

где

$$\xi_k^* = \xi_k \left(1 - \frac{R_6}{xP_e}\right) = \frac{1-t}{1-\psi} \left(1 - \frac{R_6}{xP_e}\right),$$

причем  $\frac{R_6}{xP_e} \approx \frac{R_6}{Z} \ll 1$  (см. § 34).

**Пути повышения составляющих пропульсивного коэффициента.** Из формул (XII.14) и (XII.16) следует, что для повышения значений  $\eta$  и  $\eta_Z$  необходимо стремиться к увеличению к. п. д. эквивалентного винта  $\eta_p$  и коэффициента влияния корпуса  $\xi_k$  (или  $\xi_k^*$  у буксиров).

К. п. д. гребного винта  $\eta_p$ , как это видно из выражения (XI.25), включает осевую, окружную и конструктивную составляющие  $\eta_{pa}$ ,  $\eta_{pi}$  и  $\eta_{pe}$ , каждая из которых учитывает определенный вид потерь, возникающих при работе винта. Поэтому для повышения к. п. д. винта  $\eta_p$  на практике можно проводить различные гидромеханические или конструктивные мероприятия.

Наиболее эффективным средством повышения к. п. д.  $\eta_{pa}$ , который характеризует потери, связанные с созданием осевых вызванных скоростей  $w_a$ , особенно значительные для тяжелонагруженных гребных винтов (т. е. при большой величине  $\sigma_p$ ), является применение направляющих насадок (см. рис. 79). Увеличение значений  $\eta_{pa}$  для таких винтов на мелкосидящих судах и буксирах-толкачах достигается в результате того, что кормовой оконечности их корпуса придаются тоннельные обводы (см. рис. 78, б). Для повышения к. п. д.  $\eta_{pi}$ , учитывающего потери на образование окружных вызванных скоростей  $w_i$  (на закручивание струи за винтом), обычно используют рули с обтекаемым профилем сечений (аэродинамического типа). Такие рули, установленные за винтами (см. рис. 78, а), частично раскручивают поток воды за ними. Для той же цели иногда применяют контрпропеллеры, имеющие неподвижные лопасти и расположенные за винтами (реже, — перед ними). Основным недостатком контрпропеллера является ухудшение условий работы винта на режимах переднего хода судна, отличающихся от расчетного, а также при заднем ходе. Повышение конструктивного к. п. д.  $\eta_{pe}$ , характеризующего вязкостные потери, которые особенно возрастают, например, у легконагруженных гребных винтов (т. е. при малых значениях  $\sigma_p$ ), достигается в результате рационального профилирования лопастей (см. § 42), тщательной обработки их поверхности, придания обтекаемой формы ступице винта и т. п.

Из выражения (XII.15) следует, что коэффициент влияния корпуса  $\xi_k$  повышается с возрастанием значений  $\psi$  и уменьшением значений  $t$ . Так как коэффициент попутного потока  $\psi$  оказывается несколько выше, чем коэффициент засасывания  $t$ , то обычно величина  $\xi_k = \frac{1-t}{1-\psi} \geq 1$ .

Однако изменение величины  $\psi$  или  $t$  существенно влияет и на к. п. д. самого винта  $\eta_p$ . Так, изолированный гребной винт, эквивалентный по условиям работы винту за корпусом судна (когда  $v_p < v$  и  $P > P_e$ , т. е.  $\psi > 0$  и  $t > 0$ ), всегда будет иметь более высокий коэффициент

нагрузки  $\sigma_p$  (по упору), соответствующий общей формуле (X.9), чем значение  $\sigma_p$  при отсутствии взаимодействия винта с корпусом ( $v_p = v$ ;  $P = P_e$  или  $\psi = t = 0$ ). Вследствие этого к. п. д. эквивалентного винта неизбежно снижается по сравнению с величиной  $\eta_p$ , определяемой без учета такого взаимодействия, причем тем больше, чем выше значения  $\psi$  и  $t$ . Совместное влияние корпуса судна на составляющие  $\xi_k$  и  $\eta_p$  пропульсивного коэффициента таково, что значение  $\eta$  с ростом величины  $\psi$  (при  $t = \text{const}$ ) обычно несколько повышается, но в меньшей степени, чем коэффициент  $\xi_k$ . Возрастание же величины  $t$  всегда приводит к снижению коэффициента  $\eta$ , обусловленному одновременным уменьшением его составляющих  $\xi_k$  и  $\eta_p$ .

Соотношение между коэффициентом попутного потока  $\psi \approx \psi_p + \psi_f$  и коэффициентом засасывания  $t \approx t_p$  (см. § 44), а следовательно, и величина  $\eta = \eta_p \xi_k$  наиболее существенно зависят от взаимного расположения гребных винтов и корпуса судна. Так, по мере удаления винта от корпуса интенсивно затухает потенциальный попутный поток, а попутный поток трения убывает при этом медленно. Поскольку сила засасывания практически не связана с вязкостью жидкости, то коэффициент  $t \approx t_p$  при удалении винта от корпуса судна уменьшается быстрее, чем величина  $\psi \approx \psi_p + \psi_f$ . Следствием этого является повышение пропульсивного коэффициента  $\eta$  с увеличением зазора между концами лопастей винта и обшивкой корпуса (см. § 37).

Более благоприятному взаимодействию между гребными винтами и корпусом судна способствует и рациональный выбор формы его обводов в кормовой оконечности. В частности, более равномерного распределения скоростей потока воды в месте расположения гребного винта за кормой судна можно достичь не только благодаря достаточному зазору между концами лопастей винта и обшивкой корпуса, но и в результате применения кормовых обводов типа «ложка» или «сани» (см. § 6). Одновременно кормовые обводы должны иметь небольшую продольную кривизну, способствующую снижению силы засасывания на обшивке корпуса. Однако выбор кормовых обводов судна только из условия улучшения взаимодействия винта и корпуса может привести и к ухудшению пропульсивных (скоростных или тяговых) показателей. Например, увеличение полноты обводов в кормовой оконечности судна вызывает возрастание не только попутного потока за его кормой (т. е. коэффициента  $\psi$ ), но и сопротивления формы (см. § 25).

#### § 46. Согласование гребных винтов и главных двигателей судна

**Винтовые характеристики.** Режим работы гребного винта с выбранными геометрическими элементами (диаметром  $D$ , конструктивным шагом  $H$ , числом лопастей  $z$  и т. д.) характеризуется относительной поступью  $\lambda_p$  (см. § 40). В частности, от значения  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ , которым определяется соотношение между скоростью поступательного перемещения  $v_p$  и частотой вращения винта  $n = \frac{\omega}{2\pi}$  (в 1 с), зависит коэффи-

коэффициент момента  $K_2$ . Из выражения (XI.29) для величины  $K_2$  следует, что вращающий момент  $M$  (кгс·м) и мощность  $N_p$  (л. с.), подводенная к винту от главных двигателей, соответственно равны

$$\left. \begin{aligned} M &= K_2 (\lambda_p) \rho n^2 D^5; \\ N_p &= K_2 (\lambda_p) \frac{2\pi}{75} \rho n^3 D^5. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.17})$$

Можно считать, что при движении водоизмещающих судов с умеренными скоростями  $v$  (при числах Фруда  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \leq 0,25$ ) по неограниченному фарватеру зависимость между значениями  $v = \frac{v_p}{1-\psi}$  (см. § 44) и  $n = \frac{\omega}{2\pi}$  близка к линейной, т. е.  $v \approx c_v n$  (при  $\psi \approx \text{const}$ ). Следовательно, при заданных условиях плавания судна (когда  $c_v \approx \text{const}$ ) величина  $\lambda_p = \frac{v(1-\psi)}{nD} \approx \text{const}$ . Тогда у винта с выбранными элементами ( $\frac{H}{D} = \text{const}$  и т. п.) коэффициент момента  $K_2 \approx \text{const}$  (см. рис. 85).

В данном случае вращающий момент  $M$  и потребляемая винтом мощность  $N_p$  будут связаны с частотой вращения гребного винта  $n$  зависимостями

$$\left. \begin{aligned} M &= (K_2 \rho D^5) n^2 \approx c_M n^2; \\ N_p &= \left( K_2 \frac{2\pi}{75} \rho D^5 \right) n^3 \approx c_N n^3, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.18})$$

которые представляют собой уравнения парабол 2 и 3-й степени (при  $c_M \approx \text{const}$  и  $c_N \approx \text{const}$ ). Обе зависимости (XII.18) принято называть винтовыми характеристиками. Очевидно, что каждому режиму работы гребного винта ( $\lambda_p = \text{const}$ ) соответствуют определенные зависимости вида (XII.18), причем с уменьшением величины  $\lambda_p$  или  $c_v = \frac{v}{n}$  (при  $\frac{H}{D} = \text{const}$  и  $\psi \approx \text{const}$ ) возрастают значения  $K_2$ , а следовательно, и ординаты кривых  $M(n)$  и  $N_p(n)$ .

Крутящий момент на валу двигателей любого типа и их мощность при работе на судовые движители также изменяются по соответствующим винтовым характеристикам. Например, для двигателя внутреннего сгорания (д. в. с.) они представляют собой зависимости между числом оборотов его вала  $n'_m = 60 n'$  (в 1 мин) и крутящим моментом  $M_{кр}$  (кгс·м) или эффективной мощностью  $N_e$  (л. с.), которые необходимы для вращения гребного винта при заданных условиях плавания судна. При прямой передаче мощности двигателя к винту (когда  $n' = n$ ) момент  $M_{кр}$  практически равен крутящему моменту  $M' = M$ , измеренному на конусе гребного вала и воспринимаемому винтом. Тогда уравнения (XII.18) можно распространить и на зависимости  $M'(n)$  и  $N_e(n)$ , т. е.

$$M' \approx c'_M n^2; \quad N_e \approx c'_N n^3, \quad (\text{XII.19})$$

причем  $c'_M = \frac{1}{\eta_w} c_M$ ;  $c'_N = \frac{1}{\eta_w} c_N$ , где  $\eta_w \approx \text{const}$  — к. п. д. валопровода.

В общем случае на судне с д. в. с. может быть установлен редуктор, имеющий передаточное отношение  $\frac{n}{n'} = \frac{1}{i_r} < 1$  и к. п. д.  $\eta_r \approx \text{const}$ . Тогда значения  $\frac{1}{i_r}$  и  $\eta_r$  также должны учитываться в зависимостях вида (XII.19).

**Соответствие гребного винта энергетической установке.** Взаимосвязь характеристик гребного винта и работающего на него главного двигателя судна можно определить из соотношений их частот вращения  $n = \frac{1}{i_r} n'$  или  $n = n'$  (соответственно с редуктором и без него) либо их моментов  $M = M'$  (в любом случае). Эти соотношения удобно представить в виде условия

$$K_2 = K'_2, \quad (\text{XII.20})$$

выражающего равенство коэффициентов момента гребного винта и главного двигателя. Величина  $K_2$  для винта с заданными геометрическими элементами является функцией частоты вращения  $n$  и относительной поступи  $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ . Величина  $K'_2 = K_2$  зависит только от значения  $n$ , причем при прямой передаче мощности двигателя на гребной вал  $K'_2 = \frac{75}{2\pi} \frac{N_e \eta_w}{\rho n^3 D^2}$ .

Из сказанного следует, что любое изменение скорости судна  $v$  (или величины  $\lambda_p$ ) при постоянной частоте вращения гребного вала  $n$  неизбежно приводит к нарушению условия (XII.20). Соблюдение этого условия при работе главных двигателей судна на винт фиксированного шага (ВФШ) осуществляется в общем случае за счет некоторого изменения механико-теплотехнических параметров энергетической установки (например, дизельной).

Тем не менее, ВФШ следует проектировать таким образом, чтобы его геометрические элементы  $\left(\frac{H}{D} \text{ и т. д.}\right)$  полностью соответствовали корпусу и энергетической установке судна при тех условиях плавания, для которых выполняется расчет движительного комплекса. Поэтому принято считать, что ВФШ согласован с главным двигателем, если он, работая на винт, развивает номинальные значения мощности  $N_{e_0}$  и частоты вращения  $n_0$  при расчетной скорости судна  $v = v_{\text{расч}}$ . Следовательно, должно выполняться условие (XII.20), при котором значения  $K_2 = K_{2_0}$  будут определяться при  $v = v_{\text{расч}}$ , а  $K'_2 = K'_{2_0}$  при  $N_e = N_{e_0}$ , причем в обоих случаях  $n = n_0$ . Если при номинальной мощности двигателя  $N_{e_0}$  число оборотов  $n_t < n_0$ , то гребной винт будет гидродинамически «тяжелым» для двигателя ( $K_2 > K_{2_0}$ ). Если же при достижении номинального числа оборотов  $n = n_0$  двигатель работает

с мощностью  $N_{eл} \ll N_{e0}$ , то винт считается гидродинамически «легким» ( $K_2 \ll K_{20}$ ).

К изменениям режима работы (нагрузки) гребного винта наиболее чувствительны судовые д. в. с. (дизели). Возможный диапазон изменения значений  $N_e$  и  $n$ , в котором такие двигатели могут устойчиво работать на обычные гребные винты ( $\frac{H}{D} = \text{const}$ ) ограничивается кривыми  $N_e(n)$ , показанными на рис. 94. Здесь приведены следующие кривые: 1 — номинальная внешняя характеристика, т. е. зависимость  $N_e(n)$  при выбранном положении аппаратуры подачи топлива, обеспечивающем мощность  $N_{e0}$  и число оборотов  $n_0$ ; 2 — зависимость  $N_e(n)$ , соответствующая минимально устойчивым значениям  $N_e = N_{e \text{ min}}$ ; 3 — характеристика холостого хода, определяющая нижний предел оборотов  $n = n_{\text{min}}$ ; 4 — регуляторная характеристика, т. е. зависимость  $N_e(n)$  при перемещении органов управления подачей топлива регуляторном числе оборотов, ограничивающим их верхний предел  $n = n_{\text{max}}$  из-за конструктивных особенностей двигателя; 5 — ограничительная (заградительная) внешняя характеристика, т. е. зависимость  $N_e(n)$  при постоянной тепловой напряженности его деталей.

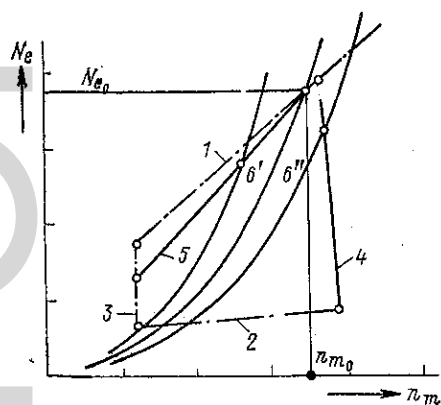


Рис. 94. Проверка согласованности гребного винта и главного двигателя судна

Если расчеты гребных винтов выполняют для различных режимов работы, то обычно считают, что в нормальных условиях эксплуатации мощность д. в. с. не превышает значений  $N_e(n)$ , соответствующих заградительной характеристике (кривая 5 на рис. 94) при числах оборотов, изменяющихся в диапазоне  $n_{\text{min}} \leq n \leq n_{\text{max}}$ , причем  $n_{\text{max}} \approx 1,03n_0$ .

Наиболее достоверную зависимость  $N_e(n)$  можно получить в результате стендовых испытаний двигателя. Для большинства судовых д. в. с. эта зависимость приблизительно соответствует условию сохранения номинального крутящего момента на валу двигателя, т. е.  $M_{кр0} = \text{const}$ . Величину этого момента можно найти из выражения

$$M_{кр0} = \frac{75}{2\pi} \frac{N_{e0}}{n_0} = 11,93 \frac{N_{e0}}{n_0}, \quad (\text{XII.21})$$

которое является частным случаем соотношения (XII.6) при прямой передаче мощности двигателя на винт и содержит известные значения  $N_{e0}$  и  $n_0$ . Тогда можно представить заградительную характеристику двигателя линейной зависимостью

$$N_e = \left( \frac{2\pi}{75} M_{кр0} \right) n \approx c_e n \quad (\text{XII.22})$$

в достаточно широком диапазоне изменения чисел оборотов (см. кривую 5 на рис. 94). Для быстроходных д. в. с. с наддувом ординаты кривой  $N_e(n)$  снижаются с уменьшением значений  $n$  несколько круче, чем это следует из соотношения (XII.22).

На рис. 94 также приведены кривые  $N_e(n)$ , представляющие собой винтовые характеристики двигателя, которые соответствуют уравнениям (XII.19), т. е. зависимостям вида  $N_e \approx c'_N n^3$  при различных значениях  $c'_N$  (или  $K_2$ ). Очевидно, что кривая б, которая выражает одну из таких зависимостей (при  $K_2 = K_{2_0}$ ) и пересекает кривую 5 на рис. 94 (заградительную характеристику  $N_e \approx c_e n$ ) в точке с координатами  $N_{e_0}$  и  $n_0$ , относится к ВФШ ( $\frac{H}{D} = \text{const}$ ), согласованному с двигателем. Кривая б', пересекающая прямую  $N_e \approx c_e n$  при  $N_{e_т} < N_{e_0}$  и  $n_т < n_0$ , соответствует «тяжелому» винту ( $K_2 > K_{2_0}$ ). Кривая б'' соответствует «легкому» винту ( $K_2 < K_{2_0}$ ), требующему значительной форсировки двигателя ( $N_{e_л} > N_{e_0}$  и  $n_л > n_0$  при  $M_{кр_0} = \text{const}$ ). Обычно осуществить это невозможно из-за ограничения частоты вращения его вала  $n \leq n_{\text{max}}$ . Поэтому двигатель, работающий на такой винт, будет развивать мощность  $N'_{e_л} < N_{e_0}$ , соответствующую регуляторной характеристике (кривая 4 на рис. 94) при  $n'_л = n_{\text{max}}$ . Как следует из рис. 94, несоответствие «тяжелого» или «легкого» винта главным двигателям является причиной того, что они не могут развивать полную мощность без перегрузки по крутящему моменту или по числу оборотов (когда  $M_{кр} \leq M_{кр_0}$ ;  $n \leq n_{\text{max}}$ ). В результате этого не только снижаются пропульсивные (скоростные или тяговые) качества судна, но и его эксплуатационно-экономические показатели из-за недогрузки или перегрузки двигателей, преждевременного износа их деталей, перерасхода топлива и т. п.

Гребной винт может оказаться несогласованным с энергетической установкой вследствие того, что его шаговое отношение  $\frac{H}{D}$ , выбранное в проекте, не будет соответствовать значениям  $N_{e_0}$  и  $n_0$  в условиях эксплуатации судна, принятых при расчете движительного комплекса. Так, если шаговое отношение оказывается больше требуемого, т. е.  $\left(\frac{H}{D}\right)_т > \left(\frac{H}{D}\right)_0$ , то винт будет «тяжелым» для двигателя, который может развивать мощность  $N_{e_0}$  только с перегрузкой по крутящему моменту ( $M_{кр} > M_{кр_0}$  при  $n < n_0$ ). Если  $\left(\frac{H}{D}\right)_л < \left(\frac{H}{D}\right)_0$ , то винт оказывается «легким» для двигателя, который будет работать с недогрузкой по моменту ( $M_{кр} < M_{кр_0}$  при  $n = n_{\text{max}}$ , причем  $N_e < N_{e_0}$ ).

В условиях эксплуатации судна или состава ординаты соответствующей кривой сопротивления могут существенно изменяться. Так, если ординаты кривой  $R(v)$  или  $R_c(v)$  возрастают по сравнению с их значениями для основного режима работы движительного комплекса, то скорость судна или состава снижается быстрее, чем частота враще-

ния винта (поскольку  $R \sim v^2$ ;  $n \sim v$ ). Следовательно, в данном случае уменьшается величина  $\lambda_p$  и соответственно возрастает коэффициент  $K_2$ , т. е. винт становится «тяжелым» для двигателя. Если ординаты кривой  $R(v)$  или  $R_c(v)$  будут меньше, чем их значения для основного режима работы комплекса, то коэффициент  $K_2$  уменьшается вследствие возрастания величины  $\lambda_p$ , т. е. винт окажется «легким».

#### § 47. Оценка пропульсивных показателей судна по результатам натурных испытаний

**Цель и объем испытаний. Измеряемые величины.** Окончательно оценить пропульсивные (скоростные, тяговые) показатели судна после его постройки или капитального ремонта можно на основании материалов натурных ходовых испытаний. Одновременно они являются и наиболее эффективным средством контроля результатов модельных экспериментов и расчетов движительного комплекса судов [14]. Они также позволяют проверить согласованность работы движителей и главных двигателей данного судна и наметить рациональные мероприятия, направленные на повышение его пропульсивных показателей.

Программа натурального эксперимента для небуксирных судов обычно предусматривает швартовные и собственно ходовые (скоростные) испытания. Для буксиров или толкачей, помимо швартовных и скоростных испытаний (пробегов «порожнем» — без барж), включают динамометрические испытания с несколькими составами. Весь цикл натурных испытаний обычно проводят при трех тепловых режимах работы главных двигателей. Эти режимы соответствуют приблизительно 100, 80 и 60% номинального крутящего момента  $M_{кр0}$  на валу двигателя (см. § 46).

Все виды ходовых испытаний обычно проводят в тех же условиях, что и натурные буксировочные (см. § 30). Их иногда включают и в программу ходовых испытаний. Они позволяют проверить принятую кривую буксировочного сопротивления  $R(v)$ .

Скорость движения судна или состава  $v$  (относительно берега или воды) определяют в процессе ходовых испытаний теми же способами, что и при проведении натурных буксировочных испытаний. Мощность главного двигателя  $N_e$  и число оборотов его вала  $n_m = 60 n$  измеряют так же, как это принято при проведении теплотехнических испытаний судна (например,  $N_e$  для д. в. с. — по расходу топлива,  $n_m$  — тахометром). Тягу на гаке  $Z = Z_6$  при буксировке судна или состава барж измеряют тяговым динамометром механического или гидравлического типа; упор толкача  $Z = Z_T$  — упорным динамометром в процессе ходовых испытаний толкаемых составов барж.

**Методика проведения испытаний. Их результаты.** В процессе швартовных испытаний буксира или толкача измеряются значения  $Z$ ,  $N_{ек}$  и  $n_m$  при всех выбранных режимах работы главных двигателей. По-



лученные результаты представляют в виде кривых  $Z(n_m)$  и  $N_{ек}(n_m)$ , последняя из которых является винтовой характеристикой энергетической установки (см. § 46) для швартовного режима (при  $v = 0$ ). Швартовные испытания небуксирных судов проводят лишь для проверки работы главных и вспомогательных механизмов.

Динамометрические испытания буксира или толкача осуществляют последовательно с тремя-четырьмя составами барж различной грузоподъемности. В процессе этих испытаний измеряют значения  $v$ ,  $Z$ ,  $N_{ек}$  и  $n_m$  при всех выбранных режимах работы главных двигателей буксира или толкача. Полученные результаты представляют в виде кривых  $Z(n_m)$ ,  $N_{ек}(n_m)$  и  $v(n_m)$ . Кривая  $N_{ек}(n_m)$  является винтовой характеристикой для случая движения судна с данным составом барж и обычно близка к кубической параболе  $N_{ек} = c'_N n_m^3$  (где  $c'_N \approx \text{const}$ ).

В процессе скоростных испытаний судна (для буксира или толкача без состава барж) фиксируются значения  $v$ ,  $N_{ек}$  и  $n_m$ . Полученные результаты для любого судна представляют в виде кривых  $N_{ек}(v)$  и  $v(n_m)$ , первая из которых, как и в предыдущем случае, является винтовой характеристикой энергетической установки, причем  $N_{ек} \approx c'_N n_m^3$ , а вторая — близка к линейной зависимости  $v \approx c_v n_m$ .

Полный цикл натурных испытаний буксира или толкача позволяет определить тяговые характеристики судна и представить их графически (рис. 95). На графике содержатся две сетки взаимосвязанных кривых  $Z(v)$  и  $N_{ек}(v)$  при выбранных режимах работы главных двигателей (100, 80, 60%  $M_{крд}$ ) и различных динамометрических нагрузках судна (от швартовых до свободного хода без барж). На этот же график наносят согласованные между собой кривые  $Z(v)$  и  $N_{ек}(v)$  при  $n_m = \text{const}$ . Результаты обработки материалов испытаний небуксирного судна представляют в виде кривых  $N_{ек}(v)$  и  $n_m(v)$ .

Согласованность работы гребных винтов и главных двигателей (см. § 46) можно проверить по винтовой характеристике энергетической установки в условиях эксплуатации судна, принятых при расчете его движительного комплекса, т. е. по соответствующей кривой  $N_{ек}(n_m) \approx c'_N n_m^3$ . Если двигатели развивают номинальную мощность ( $N_{ек}_0$ ) при номинальном числе оборотов  $n_{m0}$ , то винты можно считать согласованными с двигателями. Для проверки согласованности винта

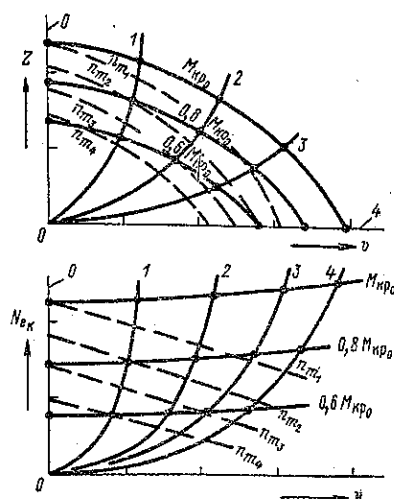


Рис. 95. Результаты динамометрических испытаний буксирного судна  
0 — на швартовах; 1, 2, 3 — с различными составами барж; 4 — без барж

и двигателя можно также использовать соотношение

$$n'_0 = n' \sqrt{\frac{M_{кр0}}{M_{кр}}}, \quad (\text{XII.23})$$

в котором крутящий момент  $M'_{кр}$  определяется по результатам замеров числа оборотов  $n'$  и мощности  $N'_e$ , а величина  $M_{кр0}$  соответствует их номинальным значениям  $n_0$  и  $N_{e0}$ . При этом  $M'_{кр} 2\pi n' = 75 N'_e$ ;  $M_{кр0} 2\pi n_0 = 75 N_{e0}$ . Если из соотношения (XII.23) следует, что  $n'_0 = n_0$ , то винт будет согласован с главным двигателем. Если  $n'_0 < n_0$  или  $n'_0 > n_0$ , то винт оказывается «тяжелым» или «легким» для двигателя соответственно.

Если гребной винт оказался несогласованным с главным двигателем, рациональнее всего спроектировать и установить новый винт, имеющий требуемый конструктивный шаг  $H = H_0$ . Если это невозможно, то приходится корректировать геометрические элементы винта, несогласованного с двигателями. Так, отклонение частоты вращения  $\Delta n$  на 1% от номинального значения  $n_0$  можно устранить, если изменить шаг или диаметр винта на величину  $|\Delta H| = |\Delta D|$ , составляющую 1,2—1,5% (по отношению к  $H$  или  $D$ ). Это соотношение основано на том, что для геометрических элементов гребного винта  $H$  и  $D$ , достаточно близких к оптимальным ( $\pm 10\%$ ), существует эмпирическая зависимость  $H + D \approx \text{const}$ .

Отсюда следует, что для «тяжелого» винта, шаг которого  $H_T > H_0$ , можно повысить частоту вращения до номинального значения  $n_0$ , если обрубить концы лопастей винта, т. е. уменьшить его диаметр на величину  $\Delta D$ , равную избытку шага  $\Delta H$ . Однако при этом увеличиваются толщина обрубленных кромок и дисковое отношение винта, вследствие чего снижается его к. п. д. Для уменьшения шагового угла  $\varphi$ , а следовательно, и шага «тяжелого» винта можно несколько подрезать нагнетающую поверхность сечений лопастей со стороны их выходящих кромок.

У «легкого» винта ( $H_T < H_0$ ) можно только увеличить шаг. Для этого следует либо подрезать нагнетающую поверхность сечений лопастей у входящих кромок, либо придать ей некоторую вогнутость. В последнем случае несколько увеличивается эффективный шаг сечений лопасти винта (без изменения конструктивного шага).

По материалам ходовых испытаний судна, если их использовать совместно с результатами расчетов и модельных экспериментов, можно также определить пропульсивный или буксировочный коэффициент ( $\eta$ ,  $\eta_z$ ). Эти величины в сочетании с коэффициентом качества  $\zeta_p$  (см. § 36) позволяют объективно оценить гидромеханическую эффективность движительного комплекса судна. Полученные таким образом значения  $\eta$  (или  $\eta_z$ ) и  $\zeta_p$  следует сопоставить с соответствующими величинами для других судов того же типа, имеющих приемлемые пропульсивные (скоростные или тяговые) показатели. Чтобы повысить эти показатели у данного судна, осуществляют те или иные мероприятия, перечисленные в § 45 (см. § 36).

#### § 48. Принцип расчета скоростей движения судов и составов по диспетчерским справочникам

**Общие сведения о диспетчерских справочниках.** При планировании и организации работы флота часто приходится решать различные задачи, связанные с определением скоростей движения судов и составов при известных условиях их эксплуатации. Для решения таких задач особенно удобны диспетчерские справочники по флоту. Они обычно содержат два основных раздела [3]. В первом разделе приводятся технические и конструктивные характеристики судна, включая его расчетные и габаритные размеры, значения осадок порожнем и в полном грузу, данные о главной энергетической установке и движительно-рулевом комплексе, расходе топлива и т. д. Во втором разделе, составленном с учетом результатов натурных испытаний судна (см. § 47), содержатся его эксплуатационные характеристики: грузоподъемность и скорость при нескольких значениях средней осадки и т. п. Здесь же указываются коэффициенты счала составов (см. § 28), а также приведенные значения сопротивления  $\bar{R} = \frac{R}{v^2}$  для самоходных судов (барж) или тяги  $\bar{Z} = \frac{Z}{v^2}$  кгс·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup> на гаке буксира.

**Практическое применение диспетчерских справочников.** Использование значений  $\bar{R} = \frac{R}{v^2}$  для барж основано на допущении, что при обычных скоростях движения составов (8—12 км/ч) коэффициент полного сопротивления  $\zeta$ , входящий в формулу общего вида (V.22), включает только вязкостные составляющие и оказывается практически постоянным (см. также § 30). Поэтому величина  $\bar{R}$  при заданных условиях эксплуатации таких судов зависит лишь от их средней осадки, т. е.  $\bar{R} = \bar{R}(T)$ . Приведенное сопротивление буксируемого состава  $\bar{R}_{с.б} = \frac{R_{с.б}}{v^2}$ , сформированного из  $n$  барж, можно определить, если известны значения  $\bar{R}_i = \frac{R_i}{v^2}$  для каждой из них (где  $i = 1, 2, \dots, n$  — порядковые номера барж) и коэффициент счала  $k_{с.б}$  при буксировке (см. § 28). Таким образом можно найти значения  $\bar{R}_{с.б} = k_{с.б} \sum_{i=1}^n \bar{R}_i$  для состава барж.

Для буксирного судна строят кривую  $\bar{Z}(v_б)$ , ординаты которой  $\bar{Z} = \frac{Z}{v_б^2}$  выражают значения приведенной тяги на гаке при различных скоростях  $v = v_б$  и заданных режимах работы главных двигателей. Искомую скорость буксировки данного состава барж  $v_б$  определяют по этой кривой, исходя из условия, что  $\bar{Z} = \bar{R}_{с.б}$ . Это же условие используется и для решения других тяговых задач по диспетчерским справочникам: подбор буксирного судна для состава барж при заданной скорости движения или, наоборот, подбор состава для того или

инного буксира [3]. Во всех случаях обычно используют не графический, а табличный способ решения тяговых задач (применяя линейную интерполяцию между ближайшими значениями  $\bar{Z}$  или  $\bar{R}_{с.б}$  при  $v_6 = \text{const}$ ).

Аналогично можно найти скорость движения толкаемого состава  $v = v_t$ , сформированного из заданных барж и толкача. Если предполагать, что главные двигатели буксира-толкача при толкании и буксировке одного и того же состава барж работают при номинальном значении крутящего момента (см. § 46), то между скоростями  $v_t$  и  $v_6$  получается соотношение  $v_t \approx v_6 \xi$ , в котором величина  $\xi$  зависит лишь от формы состава. Так, например, в среднем для кильватерных составов  $\xi = 1,12 - 1,16$ , а для пыжевых («двухниточных»)  $\xi = 1,06 - 1,12$  [7].

В диспетчерских справочниках по самоходному грузовому флоту обычно содержатся зависимости  $v(T)$ , позволяющие определить скорость движения судна при различных средних осадках. Исходным условием в данном случае является равенство  $P_{ек} = R$  (см. § 34) при различных условиях плавания судна и режиме работы главных двигателей. Скорость движения пассажирских и грузопассажирских судов обычно принимается одинаковой при всех возможных значениях их средней осадки.

Диспетчерские справочники позволяют найти так называемую техническую скорость движения судов или составов. Она отличается от расчетной скорости движения тем, что учитывает влияние местных условий плавания и эксплуатации флота (глубины и извилистости фарватера, течения, длины буксирного троса и т. п.) [3].

#### § 49. Реверс винтового судна. Винты регулируемого шага

**Работа ВФШ на режимах реверса.** Реверсом называется изменение направления прямолинейного движения судна на противоположное в результате соответствующего изменения направления действия упора движителей. Если судно имеет винты фиксированного шага (ВФШ), то этот маневр осуществляется за счет изменения направления их вращения (реверсирования) и является наиболее эффективным способом торможения такого судна.

В процессе реверса судна с переднего хода на задний (или наоборот) возникают некоторые характерные режимы работы гребного винта (см. также § 40). Их последовательность такова: 1) режим установившегося переднего хода, при котором скорость поступательного перемещения, угловая скорость вращения, упор и вращающий момент винта считаются положительными ( $v_p > 0$ ;  $\omega = 2\pi n > 0$ ;  $P > 0$ ;  $M > 0$ ); 2) режим свободного вращения (нулевого момента) в направлении переднего хода ( $v_p > 0$ ;  $\omega > 0$ ;  $P \geq 0$ ;  $M = 0$ ); 3) турбинный

режим, при котором винт вращается только под действием набегающего потока ( $v_p > 0$ ;  $\omega > 0$ ;  $P < 0$ ;  $M < 0$ ); 4) режим работы застопоренного винта ( $v_p > 0$ ;  $\omega = 0$ ;  $P < 0$ ;  $M < 0$ ); 5) режим работы, при котором винт перемещается вдоль своей оси вперед из-за инерции корпуса судна, но вращается в направлении заднего хода ( $v_p > 0$ ;  $\omega < 0$ ;  $P < 0$ ;  $M < 0$ ); 6) швартовный режим заднего хода ( $v_p = 0$ ;  $\omega < 0$ ;  $P < 0$ ;  $M < 0$ ); 7) режим установившегося заднего хода ( $v_p < 0$ ;  $\omega < 0$ ;  $P < 0$ ;  $M < 0$ ).

Исследовав эти режимы работы гребного винта, можно оценить его реверсивные качества, поскольку они определяются значениями упора  $P$  и вращающего момента  $M$  при любом сочетании скорости поступательного перемещения  $v_p$  и угловой скорости  $\omega$  (причем  $v_p \geq 0$  и  $\omega \geq 0$ ). От реверсивных качеств винта зависят важнейшие характеристики торможения судна: время выбега, в течение которого судно полностью останавливается, и путь выбега, который оно проходит за это время. Необходимость оценки таких качеств винта обусловлена и тем, что на его лопастях в процессе реверса судна возникают силы и моменты, превышающие по величине их значения для установившихся режимов переднего или заднего хода. Это особенно заметно в швартовном режиме ( $v_p = 0$ ) и при работе застопоренного винта ( $\omega = 0$ ) [21].

Реверсивные качества гребного винта улучшаются с увеличением его диаметра  $D$  и дискового отношения  $\theta$  (площади лопастей), а также при использовании профилей аэродинамического типа с подъемом кромок (см. например, рис. 77). Наоборот, эти качества ухудшаются, если лопасти винта имеют чрезмерный наклон образующей (в корму судна) или узкие края. На судах, у которых в условиях эксплуатации часто встречаются режимы заднего хода, целесообразно применять винты с симметричным профилем сечений лопастей (см. рис. 77).

**Особенности работы винтов регулируемого шага.** Наиболее рационально повысить пропульсивные (скоростные или тяговые) показатели судов, движительный комплекс которых работает с переменными нагрузками (например, у буксиров, траулеров, паромов), можно, применив винты регулируемого шага (ВРШ). Они имеют поворотные лопасти (см. также § 34), угол установки которых  $\varphi$ , определяющий их шаг  $H = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi$ , может изменяться в достаточно широких пределах, что эквивалентно использованию в одном движителе серии винтов обычной конструкции с различными значениями  $\frac{H}{D}$  (см. § 43). Это позволяет сохранять номинальные значения числа оборотов вала и мощности двигателя при различных режимах работы, даже если они значительно отличаются от расчетного.

Конструкция ВРШ [20] обычно позволяет устанавливать лопасти в наиболее выгодное положение между значениями наибольшего шага при переднем и заднем ходе судна. Благодаря регулируемому и реверсируемому шагу у таких винтов может изменяться не только величина, но и направление их упора. Поэтому реверс судна осуществляется без изменения направления вращения гребных валов за счет

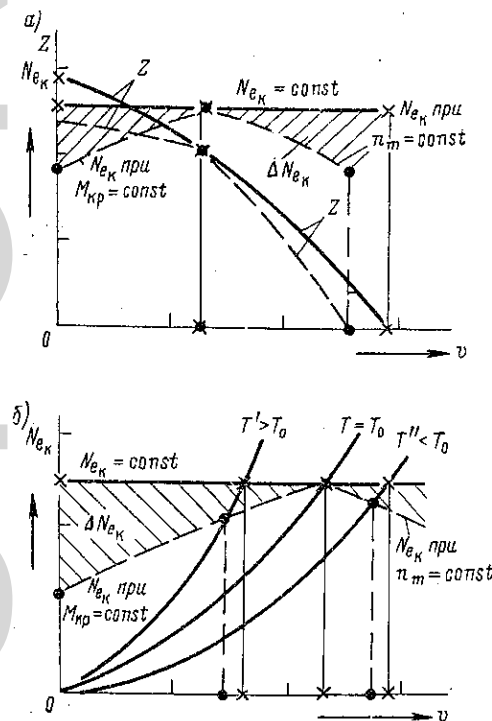
использования почти полной мощности главных двигателей. В результате время и длина выбега судна сокращаются на 30—60% по сравнению с теми же характеристиками при установке обычных ВФШ. Разгон судна с ВРШ можно начинать из состояния покоя при номинальных значениях числа оборотов и мощности главных двигателей. Они могут работать устойчиво при любых малых скоростях судна, даже в швартовном режиме.

Все упомянутые преимущества ВРШ особенно благоприятно сказываются на работе энергетической установки судна. Так, можно применять неперевёрсивные главные двигатели, тем самым упростить энергетическую установку, снизить ее вес, уменьшить износ деталей двигателя и увеличить моторесурс. Применение ВРШ также расширяет возможности дистанционного и автоматизированного управления движительным комплексом и главными двигателями судна.

Наибольший гидромеханический и экономический эффект от применения ВРШ получается для судов, движительный комплекс которых работает с резко изменяющимися нагрузками и на режимах реверса. Так, тяга на гаке  $Z$  у буксирного судна с ВРШ на режимах работы, отличающихся от расчетного (рис. 96, а), оказывается значительно больше, чем с ВФШ, элементы которых выбирают для определенной скорости буксировки состава барж. Скоростные качества небуксирных судов с ВРШ при плавании по ограниченному

Рис. 96. Пропульсивные показатели судов с ВРШ (—) и ВФШ (---)

фарватеру или на волнении также будут выше (рис. 96, б), чем у судов с обычными винтами, которые проектируются для работы в условиях глубокой воды и тихой погоды и, таким образом, оказываются «тяжелыми» для главных двигателей (см. § 46). Несмотря на отмеченные ранее существенные преимущества ВРШ, их используют реже, чем ВФШ. Это объясняется главным образом сложностью конструкции ВРШ и валопровода, значительным повышением первоначальной стоимости постройки, необходимостью особо тщательного ухода за установкой и т. п.



## ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ В НАПРАВЛЯЮЩИХ НАСАДКАХ

## § 50. Общие сведения о комплексе винт — насадка

Геометрические характеристики направляющей насадки. Направляющая насадка (неподвижная или поворотная) представляет собой кольцеобразное тело, которое имеет аэродинамический профиль продольных сечений. Внутри насадки с минимальным зазором располагается гребной винт (рис. 97). Геометрическими характеристиками профиля продольных сечений насадки являются длина хорды  $b_n$ , измеренная между входящей (у кормы судна) и выходящей кромками профиля, и его наибольшая толщина  $e_n$ , измеряемая обычно на расстоянии  $b'_n \approx 0,33b_n$  от входящей кромки профиля. Хорда профиля имеет некоторый подъем по направлению к входному сечению насадки, в результате чего его площадь  $F_e$  получается больше, чем площадь выходного сечения  $F_a$ .

Гребной винт диаметром  $D = 2R_n$  размещается в наиболее узком (рабочем) сечении направляющей насадки таким образом, что между ее внутренней поверхностью и уширенными концами лопастей винта (см. рис. 77) образуется малый кольцевой зазор  $\Delta_n$ , который составляет 0,5 — 1%  $R_n$  (обычно  $\Delta_n \approx 10-15$  мм). Рабочее сечение насадки имеет диаметр  $D_n$  и площадь

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D + 2\Delta_n)^2 \approx F_p,$$

которая практически не отличается от площади диска винта  $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$ . Это сечение делит длину насадки  $l_n$  (вдоль оси винта) на две части — входную и хвостовую, т. е.  $l_n = l_e + l_a$ , причем  $l_e \ll l_a$ .

Общее представление о форме направляющей насадки дают ее безразмерные характеристики: относительная длина  $\bar{l}_n = \frac{l_n}{D}$ , коэффициент раствора  $\alpha_e = \frac{F_e}{F_a}$  и коэффициент расширения  $\beta_a = \frac{F_a}{F_n}$ , а

также относительная толщина профиля  $\delta_n = \frac{e_n}{b_n}$ .

**Взаимодействие винта с насадкой.** Установка направляющей насадки приводит к изменению потока, создаваемого работающим гребным винтом. Это изменение потока обусловлено прежде всего тем, что крылообразный профиль продольных сечений насадки обращен выпуклой стороной внутрь, к винту, и обтекается с повышенными скоростями. Вследствие этого увеличиваются скорости протекания воды  $v_s$  через рабочее сечение винта в насадке по сравнению со скоростью поступательного перемещения движительного комплекса винт—насадка  $v_e$  (см. рис. 97). Возрастание значений  $\bar{v}_s = \frac{v_s}{v_e}$  эквивалентно возник-

новению встречного потока насадки, который имеет скорость  $v_{\psi_n}$  и характеризуется коэффициентом  $\psi_n = \frac{v_{\psi_n}}{v_e}$ .

При таком изменении потока, создаваемого винтом, осевые вызванные скорости достигают своей полной величины  $w_a$  вблизи выходного сечения насадки и струя винта здесь практически не сжимается. Вследствие этого снижаются потери на создание осевых вызванных скоростей, а к. п. д. комплекса винт—насадка при сравнительно больших коэффициентах нагрузки получается выше, чем к. п. д. изолиро-

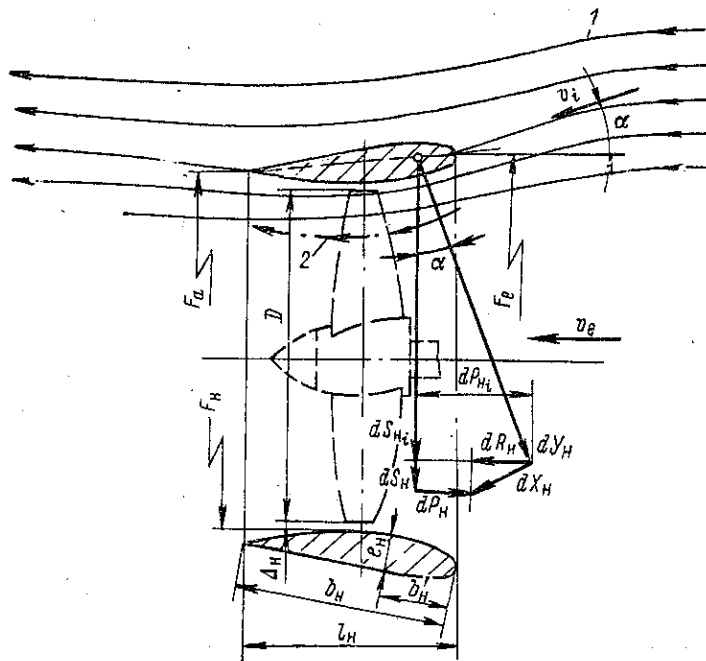


Рис. 97. Силы, возникающие на профиле насадки  
1 — набегающий поток; 2 — встречный поток насадки

ванного винта, работающего с заданным  $\sigma_p$  (см. § 34). Повышению эффективности комплекса также способствует достаточно малый зазор  $\Delta_n$ , препятствующий перетеканию воды с нагнетающей стороны концевых сечений лопасти на засасывающую. Благодаря этому снижаются так называемые концевые потери, возникающие при работе винта и обусловленные выравниванием давлений между обеими сторонами лопасти вблизи ее края.

При достаточно высоких нагрузках упор комплекса будет состоять из двух частей. Большая из них создается гребным винтом, установленным в направляющей насадке, а меньшая — возникает в результате воздействия работающего винта на обтекание насадки. Это обусловлено значительным скосом потока жидкости, который появляется у концов лопастей винта в насадке и приводит к тому, что ее продоль-



ный профиль обтекает под некоторым углом атаки  $\alpha$ , подобно элементу несущего крыла (см. § 38). Следовательно, на таком элементе возникают подъемная сила  $dY_n$ , действующая по нормали к скорости набегающего потока  $v_i$ , и сила вязкостного, или профильного, сопротивления  $dX_n$ , направленная по этой скорости (в обратном движении). Проекции сил  $dY_n$  и  $dX_n$  на направление скорости поступательного перемещения комплекса  $v_e$  и на перпендикулярное к ней направление получаются соответственно равными (см. рис. 97)

$$\left. \begin{aligned} dP_n &= dY_n \sin \alpha - dX_n \cos \alpha = dP_{ni} - dP_{nf}; \\ dS_n &= dY_n \cos \alpha + dX_n \sin \alpha = dS_{ni} + dS_{nf}, \end{aligned} \right\} \text{ (XIII.1)}$$

где  $dP_{ni}$  и  $dS_{ni}$  — составляющие силы  $dY_n$ , возникающие при обтекании крылообразного профиля насадки потоком идеальной жидкости (когда  $dX_n = 0$ );  $dP_{nf}$  и  $dS_{nf}$  — составляющие силы  $dX_n$ , обусловленные вязкостью жидкости.

При сравнительно больших нагрузках винта сила  $dY_n \gg dX_n$ , вследствие чего составляющая  $dP_n$  будет направлена в сторону перемещения комплекса. Равнодействующая сил  $dP_n$ , распределенных по всему кольцу направляющей насадки, называется силой засасывания, или упором насадки. Его величину  $P_n$  можно рассматривать как разность значений упора насадки  $P_{ni}$  в идеальной жидкости (от сил  $dY_n$ ) и вязкостного сопротивления насадки  $R_n$  (от  $dX_n$ ) поступательному перемещению комплекса со скоростью  $v_e$ , т. е.  $P_n = P_{ni} - R_n$ . Следовательно, упор комплекса при работе в вязкой жидкости

$$P_k = P + P_n = P + (P_{ni} - R_n). \quad \text{(XIII.2)}$$

Величина  $P_k$  и упор винта  $P$ , работающего в насадке, связаны соотношениями

$$P_k = P(1 + t_n); \quad P = \frac{P_k}{1 + t_n}, \quad \text{(XIII.3)}$$

где  $t_n$  — коэффициент засасывания насадки, равный

$$t_n = \frac{P_n}{P} = \frac{P_k - P}{P} = \frac{P_k}{P} - 1. \quad \text{(XIII.4)}$$

Режим работы комплекса винт—насадка, как и любого гидравлического движителя, характеризуется его коэффициентом нагрузки  $\sigma_k$  (по упору). Эта величина, определяемая по формуле

$$\sigma_k = \frac{2P_k}{\rho v_e^2 F_p} = \frac{8P_k}{\rho v_e^2 \pi D^2}, \quad \text{(XIII.5)}$$

влияет на величину к. п. д. комплекса

$$\eta_k = \frac{P_{kv_e}}{75N_p} = \frac{P_{kv_e}}{M\omega}, \quad (\text{XIII.6})$$

где  $N_p$  — мощность (л. с.), подведенная к винту в насадке;  $M$  — его вращающий момент при заданной угловой скорости вращения  $\omega = 2\pi n$  (если частота  $n$  в с).

Радиальные составляющие  $dS_n = dS_{n1} + dS_{n2}$ , которые действуют в различных продольных сечениях направляющей насадки, практически взаимно уравниваются ( $S_n \approx 0$ ). Они вызывают лишь сжатие кольца насадки и воспринимаются ее жесткой конструкцией.

**Эффективность применения насадок.** Целесообразность установки направляющих насадок на судах зависит от нагрузки, с которой работает их движительный комплекс. При уменьшении нагрузки снижается доля потерь мощности на создание осевых вызванных скоростей в струе винта и на перетекание воды у концов его лопастей в насадке. Одновременно с этим возрастают потери на преодоление вязкостного сопротивления насадки.

Следовательно, наибольший эффект дает установка винтов в насадках для буксиров и толкачей, движительный комплекс которых при расчетной скорости хода с составом барж работает с относительно высокими нагрузками (обычно  $\sigma_k \geq 5,0$ ). Если задана мощность главных двигателей таких судов  $N_{ek} = xN_e$ , то применение насадок позволяет повысить тяговое усилие  $Z$  (или упор толкача) на 20—30% при буксировке или толкании составов барж со скоростью 8—12 км/ч и на 40—60% в швартовном режиме ( $\sigma_k = \infty$ ). Приблизительно такая же экономия мощности двигателей (или расхода топлива) получается при заданных значениях скорости и тягового усилия, поскольку величина  $N_{ek} \sim Z$ .

Заметного эффекта можно достичь, если применить насадки и на грузовых или даже на пассажирских судах внутреннего плавания, осадка которых обычно ограничена, а движительный комплекс работает при расчетной скорости с достаточно большими нагрузками, ( $\sigma_k \geq 2,0$ ). Установка насадок позволяет повысить скорость таких судов (17—21 км/ч) на 3—8% при заданной мощности главных двигателей. Если же скорость этих судов  $v$  задана, то применение насадок приводит к снижению мощности двигателей  $N_{ek}$  и расхода топлива на 10—25%, так как  $N_{ek} \sim v^3$ .

Суда, оборудованные направляющими насадками, обладают и некоторыми эксплуатационными преимуществами по сравнению с одноподъемными судами, имеющими открытые винты. Так, например, с ростом нагрузки комплекса винт—насадка более интенсивно увеличивается скорость протекания воды через сечение винта, вследствие чего его режим работы сравнительно мало зависит от скорости судна, а при ее изменении мощность главных двигателей остается почти неизменной. Неподвижные насадки ухудшают управляемость судна. Однако этот недостаток в значительной мере можно устранить при установке поворотных насадок.

### § 51. Основы теории взаимодействия движителя с насадкой

Схема комплекса идеальный движитель—насадка. Наиболее простые зависимости, определяющие гидромеханическое взаимодействие гребного винта с направляющей насадкой, можно получить, если распространить теорию идеального гидравлического движителя (см. § 35) на случай работы вблизи твердого тела, заменяющего насадку. Движение жидкости, создаваемое таким комплексом, который перемещается со скоростью  $v_e = \text{const}$ , рассматривается в связанной с ним системе координат (рис. 98) и относительно нее является установившимся. Набегающий поток жидкости далеко перед комплексом имеет скорость  $v_e$  и давление  $p_0$ .

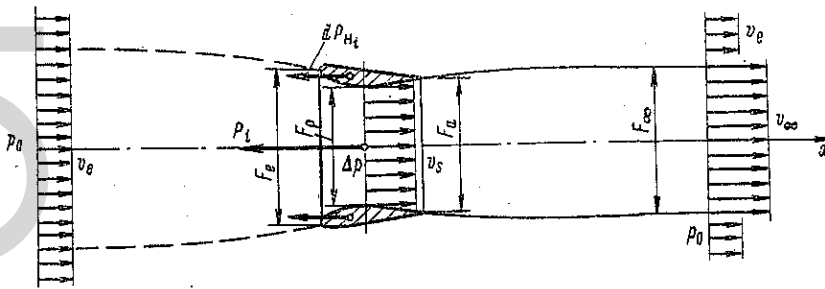


Рис. 98. Схема комплекса идеальный движитель—направляющая насадка

В диске идеального движителя (с площадью  $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$ ) частицы жидкости приобретают дополнительную энергию, вследствие чего их скорость возрастает до некоторого значения  $v_s > v_e$ . Форма направляющей насадки такова, что осевые вызванные скорости в струе движителя достигают своей полной величины  $w_a$  уже в выходном сечении насадки, имеющем площадь  $F_a = \beta_a F_n \approx \beta_a F_p$  (см. § 50). Поэтому можно считать, что струя движителя после выхода из насадки становится цилиндрической (т. е.  $F_\infty \approx F_a$ ), а скорость жидкости получается здесь наибольшей ( $v_\infty = v_e + w_a$ ).

Масса жидкости, которая протекает каждую секунду через рабочее и выходное сечения насадки (с площадями  $F_n \approx F_p$  и  $F_a \approx \beta_a F_p$ ), на основании уравнения неразрывности (V.1) будет равна

$$m = \rho F_p v_s = \rho F_a (v_e + w_a). \quad (\text{XIII.7})$$

Тогда относительная скорость протекания жидкости  $\bar{v}_s = \frac{v_s}{v_e}$  через диск движителя в насадке определим из выражения

$$\bar{v}_s = \frac{F_a}{F_p} \left( 1 + \frac{w_a}{v_e} \right) \approx \beta_a (1 + \bar{w}_a), \quad (\text{XIII.8})$$

в котором  $\bar{w}_a = \frac{w_a}{v_e}$ .

Динамические характеристики комплекса. Упор  $P_{кi}$ , создаваемый комплексом, можно рассматривать как реакцию струи движителя. Тогда на основании закона количества движения

$$P_{кi} = m\omega_a = \rho F_p v_s \omega_a \quad (\text{XIII.9})$$

(см. также § 35). По аналогии с выводами в § 35 упор, развиваемый движителем при работе в насадке, будет равен

$$P_i = \Delta p F_p = \rho \omega_a \left( v_e + \frac{\omega_a}{2} \right) F_p. \quad (\text{XIII.10})$$

Величина

$$P_{нi} = P_{кi} - P_i = \rho \omega_a \left[ v_s - \left( v_e + \frac{\omega_a}{2} \right) \right] F_p$$

и представляет собой силу засасывания, или упор насадки в идеальной жидкости (см. § 50). Следовательно, коэффициент засасывания насадки в этом случае равен

$$t_{нi} = \frac{P_{нi}}{P_i} = \frac{\bar{v}_s - \left( 1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a \right)}{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a} = \beta_a \frac{1 + \bar{\omega}_a}{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a} - 1 \quad (\text{XIII.11})$$

и связывает значения  $P_{кi}$  и  $P_i$  соотношениями вида (XIII.3). Тогда на основании выражения (XIII.9)

$$P_i = \frac{P_{кi}}{1 + t_{нi}} = \frac{1}{1 + t_{нi}} \rho F_p v_s \omega_a. \quad (\text{XIII.12})$$

На работу комплекса затрачена мощность

$$N_{pi} = P_{кi} v_e + \frac{m\omega_a^2}{2} = m\omega_a \left( v_e + \frac{\omega_a}{2} \right),$$

равная сумме полезной мощности  $N_{vi} = P_{кi} v_e = m\omega_a v_e$ , развиваемой комплексом, и кинетической энергии  $E_{ki} = \frac{1}{2} m\omega_a^2$ , которая расходуется на создание осевых вызванных скоростей в струе движителя. Следовательно, к. п. д. комплекса идеальный движитель—насадка будет равен

$$\eta_{ki} = \frac{P_{кi} v_e}{N_{pi}} = \frac{v_e}{v_e + \frac{\omega_a}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \bar{\omega}_a}. \quad (\text{XIII.13})$$

Вместо неизвестной величины  $\bar{\omega}_a = \frac{\omega_a}{v_e}$ , входящей в формулу (XIII.13), целесообразно использовать коэффициент нагрузки комплекса  $\sigma_{ki} \approx \sigma_k$ . Для этого необходимо приравнять значения  $P_k$  и  $P_{кi}$ , соответствующие выражениям (XIII.5) и (XIII.9), т. е.

$$\sigma_k \frac{\rho v_e^2}{2} F_p = \rho F_p v_s \bar{\omega}_a.$$

Отсюда следует, что

$$\bar{\omega}_a = \frac{1}{2} \frac{\sigma_k}{v_s}. \quad (\text{XIII.14})$$

Формула (XIII.13) тогда примет вид

$$\eta_{k_l} = \frac{1}{1 + \frac{1}{4} \frac{\sigma_k}{v_s}}. \quad (\text{XIII.15})$$

Если использовать выражение (XIII.8) для величины  $\bar{v}_s = \frac{v_s}{v_e}$ , то значения  $\bar{\omega}_a$  и  $\sigma_k$ , входящие в соотношение (XIII.14), будут связаны уравнением

$$\bar{\omega}_a^2 + \bar{\omega}_a - \frac{1}{2} \frac{\sigma_k}{\beta_a} = 0,$$

решив которое (при  $\bar{\omega}_a > 0$ ), получим

$$\bar{\omega}_a = \frac{1}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_k}{\beta_a}} - 1 \right). \quad (\text{XIII.16})$$

Это уравнение позволяет представить формулу (XIII.13) следующим образом:

$$\eta_{k_l} = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + \frac{2\sigma_k}{\beta_a}}}. \quad (\text{XIII.17})$$

**Практическое применение выводов теории.** Формула (XIII.15) подтверждает изложенные ранее сведения (см. § 50) о том, что при заданной нагрузке гидравлического движителя ( $\sigma_k \approx \sigma_{k_l} = \text{const}$ ) выгодно увеличивать скорость протекания жидкости через его рабочее сечение. Из формулы же (XIII.17) следует, что увеличение коэффициента расширения насадки  $\beta_a = \frac{F_a}{F_H}$  при  $\sigma_k = \text{const}$  сопровождается повышением к. п. д. комплекса. Однако этот вывод справедлив на практике только для значений  $\beta_a \leq 1,2$ , поскольку при дальнейшем увеличении  $\beta_a$  возможен отрыв вязкой жидкости от хвостовой части насадки, в результате чего резко снизится к. п. д. комплекса.

Формулу (XIII.17) удобно использовать для сравнительной оценки гидромеханической эффективности комплекса винт—насадка. Его к. п. д.  $\eta_k$  при этом принимается по формуле (XIII.6). Для такой оценки эффективности комплекса вводится коэффициент качества (см. также § 36)

$$\xi_{p_k} = \frac{\eta_k}{\eta_{k_l}} = \frac{P_k v_e}{75 N_p} \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma_k}}{4}. \quad (\text{XIII.18})$$

При этом должно выполняться условие  $\sigma_k = \sigma_{kl}$ , а величина  $\beta_a$  обычно не учитывается.

Полученные выводы дают также представление о влиянии нагрузки движителей на эффективность применения направляющих насадок. Для этого следует сравнить значения к. п. д.  $\eta_{kl}$  и  $\eta_{pl}$ , которые относятся к комплексу и изолированному движителю. Тогда из формул (XIII.17) и (X.23) при  $\sigma_k = \sigma_p$  получим соотношение

$$\varepsilon_n = \frac{\eta_{kl}}{\eta_{pl}} = \frac{2(1 + \sqrt{1 + \sigma_k})}{3 + \sqrt{1 + \frac{2\sigma_k}{\beta_a}}},$$

которое в предельных случаях, соответствующих значениям  $\sigma_k \rightarrow \infty$  или  $v_e \rightarrow 0$ ) и  $\sigma_k \rightarrow 0$  (или  $\omega_a \rightarrow 0$ ), принимает вид

$$(\varepsilon_n)_{\sigma_k \rightarrow \infty} = \frac{2\left(\frac{1}{\sqrt{\sigma_k}} + \sqrt{\frac{1}{\sigma_k} + 1}\right)}{\frac{3}{\sqrt{\sigma_k}} + \sqrt{\frac{1}{\sigma_k} + \frac{2}{\beta_a}}} = \sqrt{2\beta_a} \approx 1,5,$$

если  $\beta_a = 1,10 - 1,15$ ;

$$(\varepsilon_n)_{\sigma_k \rightarrow 0} = \frac{2(1 + \sqrt{1})}{3 + \sqrt{1}} = 1,0.$$

В действительности эффект от применения направляющих насадок на различных судах оказывается несколько иным (см. § 50). Это объясняется тем, что величина  $\varepsilon_n$  при больших значениях  $\sigma_k$  не учитывает уменьшения концевых потерь при работе винта в насадке, а при малых  $\sigma_k$  — влияния ее вязкостного сопротивления.

## § 52. Безразмерные гидромеханические характеристики комплекса винт—насадка

**Кривые действия комплекса в свободной воде.** В качестве безразмерной кинематической характеристики комплекса винт—насадка, одновременно определяющей и режим его работы в свободной воде, удобно принимать относительную поступь

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}, \quad (\text{XIII.19})$$

аналогичную величине  $\lambda_p$  для открытого винта (см. § 40). К безразмерной форме целесообразно привести и динамические характеристики как комплекса в целом, так и его основных частей, т. е. значения  $P_k = P + P_n$ ,  $P$  и  $P_n$ ,  $M$  или  $N_p$  (см. § 50). Очевидно, что коэффициенты упора  $K_1$  и момента  $K_2$  для винта в насадке будут иметь тот же вид, что и для открытого винта, т. е. могут быть определены по формулам типа (XI.29). Коэффициенты упора комплекса и насадки

можно найти по аналогичным формулам

$$K_k = \frac{P_k}{\rho n^2 D^4} = \frac{\pi}{8} \sigma_k \lambda_e^2; \quad K_n = \frac{P_n}{\rho n^2 D^4}, \quad (\text{XIII.20})$$

из которых следует, что

$$K_k = K_1 + K_n = K_1(1 + t_n); \quad K_n = t_n K_1.$$

Тогда к. п. д. комплекса

$$\eta_k = \frac{K_k \lambda_e}{K_2 2\pi} = \frac{K_1 + K_n}{K_2} \frac{\lambda_e}{2\pi}. \quad (\text{XIII.21})$$

Зависимости  $K_k(\lambda_e)$ ,  $K_2(\lambda_e)$  и  $\eta_k(\lambda_e)$ , представленные графически (рис. 99), являются кривыми действия комплекса винт—насадка в свободной воде. Такие зависимости наиболее достоверно

получаются на основании результатов модельных испытаний комплекса с заданными геометрическими элементами ( $z$ ,  $\frac{H}{D}$ ,  $\theta$  и т. п. для винта;  $\bar{l}_n$ ,  $\alpha_e$ ,  $\beta_a$ ,  $\delta_n$  для насадки). При моделировании работы комплекса и последующей обработке полученных экспериментальных данных используются те же законы динамического подобия, которые должны выполняться при проведении модельных испытаний открытых винтов (см. § 42).

Кроме того, для модели и натуре должен соблюдаться одинаковый относительный зазор  $\bar{\Delta}_n = \frac{\Delta_n}{R_n} = \frac{2\Delta_n}{D}$  между концами лопастей винта и внутренней поверхностью насадки. Благодаря этому обеспечивается соответствие концевых потерь у натурального винта и его модели.

При проведении серийных испытаний моделей комплекса систематически изменяются основные геометрические элементы как гребных винтов, так и направляющих насадок (см. § 42 и 50 соответственно). Анализ результатов таких испытаний позволил получить следующие выводы о влиянии этих элементов на эффективность работы комплекса винт—насадка:

1. Наивыгоднейшая относительная длина направляющей насадки  $\bar{l}_n = \frac{l_n}{D}$ , соответствующая максимальному к. п. д. комплекса  $\eta_k$ , несколько увеличивается по мере возрастания его нагрузки (значений  $\sigma_k$ ). Обычно величина  $\bar{l}_n$  находится в пределах 0,50—0,75, а для поворотных насадок иногда достигает 0,8—1,0.

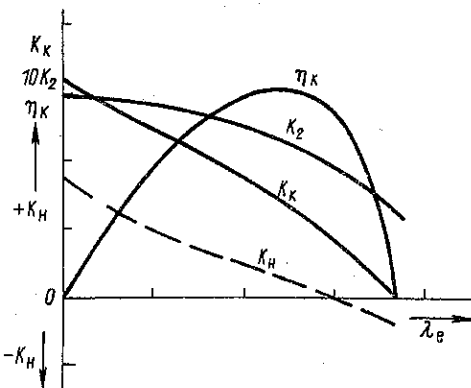


Рис. 99. Кривые действия комплекса винт—насадка в свободной воде

2. Изменение коэффициента раствора насадки в обычных пределах ( $\alpha_e = \frac{F_e}{F_n} = 1,2—1,4$ ) сравнительно мало влияет на к. п. д. комплекса. Однако величина  $\eta_k$  при заданных значениях  $\bar{l}_n$  и  $\alpha_e$  существенно зависит от коэффициента расширения насадки. Его наименьшее значение  $\beta_a = \frac{F_a}{F_n}$  несколько возрастает с увеличением  $\bar{l}_n$ , но не должно превышать 1,2 (см. § 51).

3. Уменьшение относительного зазора  $\bar{\Delta}_n = \frac{\Delta_n}{R_n}$  между концами лопастей винта и внутренней поверхностью насадки приводит к снижению к. п. д. комплекса. При заданной величине  $\bar{\Delta}_n$  оптимальный диаметр винта с уширенным к краю (усеченным) контуром лопастей получается на 10—15% меньше (если  $\frac{H}{D} \geq 0,8$ ), чем для винта, имеющего закругленные концы лопастей и работающего с той же нагрузкой.

4. Значения  $\frac{H}{D}$  и  $\theta$  для винта в насадке влияют на кривые действия комплекса в свободной воде в принципе так же, как и на аналогичные кривые для открытого винта (см. § 42).

**Характеристики взаимодействия комплекса с корпусом судна.** Средняя скорость попутного потока  $v'_\psi$ , возникающего в месте расположения комплекса винт—насадка, и сила засасывания  $\Delta P'$ , действующая на обшивку кормовой оконечности судна в сторону, противоположную его движению, могут отличаться от соответствующих величин  $v_\psi$  и  $\Delta P$  для открытого винта (см. § 44). Численные значения  $v'_\psi$  и  $\Delta P'$  (как  $v_\psi$  и  $\Delta P$ ) существенно зависят от особенностей размещения движительного комплекса относительно корпуса судна.

По мере удаления винта от корпуса судна интенсивно затухает потенциальный попутный поток, при этом попутный поток трения убывает медленно, в результате чего уменьшается и сила засасывания, которая практически не зависит от вязкости жидкости (см. § 45). Сказанное в известной мере относится к комплексу винт—насадка, поскольку он обычно располагается на достаточном удалении от корпуса судов внутреннего плавания, имеющих, как правило, значительный подрез кормовой оконечности. Поэтому можно полагать, что численные значения коэффициентов попутного потока и засасывания для комплекса будут меньше, чем для открытого винта.

Расчетная скорость поступательного перемещения комплекса винт—насадка относительно воды связана со скоростью судна соотношением

$$v_s = v - v'_\psi = v(1 - \psi'). \quad (\text{XIII.22})$$

В формулу (XIII.22) входит коэффициент попутного потока  $\psi' = \frac{v'_\psi}{v}$ , практически равный потенциальной составляющей  $\psi_p$  этого коэффициента для открытого винта (см. § 44). Между полезной тягой комплекса (на один гребной вал) при работе за корпусом судна и значе-



ниями упора комплекса и винта в насадке получаются следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} P_e &= P_k - \Delta P' = P_k (1 - t'); \\ P_e &= P (1 + t_n) (1 - t'), \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIII.23})$$

где  $t' = \frac{\Delta P'}{P_k}$  — коэффициент засасывания, причем  $t' < t = \frac{\Delta P}{P}$  (для открытого винта).

В то же время для комплекса винт—насадка справедливы общие выражения (X.1) и (X.4), согласно которым его полезная тяга на один гребной вал равна  $P_e = \frac{1}{x} R$  или  $P_e = \frac{1}{x} (R_0 + Z)$ . Это обусловлено тем, что сопротивление насадки, возникающее при работе комплекса в вязкой жидкости, обычно учитывается величиной  $P_k$  и не входит в буксировочное сопротивление корпуса (см. § 30).

Режим работы комплекса винт—насадка за корпусом обычно характеризуется относительной поступью

$$\lambda = \frac{v}{nD} = \frac{\lambda_e}{1 - \psi'}, \quad (\text{XIII.24})$$

вычисленной по скорости судна. От значений  $\lambda$  зависят коэффициент полезной тяги комплекса и пропульсивный коэффициент, соответственно равные

$$K_e = \frac{P_e}{\rho n^2 D^4} = K_k (1 - t') = K_1 (1 + t_n) (1 - t'); \quad (\text{XIII.25})$$

$$\eta = \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{K_e}{K_2} \frac{\lambda}{2\pi} = \xi'_k \eta_k, \quad (\text{XIII.26})$$

где  $\xi'_k = \frac{1 - t'}{1 - \psi'}$  — коэффициент влияния корпуса на работу комплекса винт—насадка.

Зависимости  $K_e(\lambda)$  и  $\eta(\lambda)$ , а также  $K_2(\lambda)$  можно представить графически в виде кривых действия комплекса винт—насадка при работе за корпусом судна (аналогично кривым на рис. 93). Величина  $\psi'$  при всех режимах работы комплекса считается практически неизменной, а значения  $t'$  зависят от  $\lambda$  и достигают минимума  $t'_0$  в швартовном режиме ( $\lambda = 0$ ). Иногда вместо  $\lambda$  в качестве характеристики режима работы комплекса принимается его коэффициент нагрузки (по полезной тяге)

$$\sigma_e = \frac{2P_e}{\rho v_e^2 F_p} = \frac{8}{\pi} \frac{K_e}{\lambda^2}. \quad (\text{XIII.27})$$

### § 53. Особенности расчета гребных винтов в направляющих насадках

**Диаграммы серийных испытаний моделей комплекса.** Для расчета гребных винтов, работающих в направляющих насадках, удобно использовать диаграммы, полученные на основании результатов серий-

ных испытаний моделей комплекса винт—насадка в свободной воде (см. § 52). В этом случае «корпусную» диаграмму строят в координатных осях, вдоль которых откладывают значения относительной поступи комплекса  $\lambda_e$  и коэффициента упора комплекса  $K_K$ . По осям «машинной» диаграммы размечают значения  $\lambda_e$  и коэффициента момента винта  $K_2$  (см. также § 43).

Обе диаграммы содержат кривые  $K_K(\lambda_e)$  или  $K_2(\lambda_e)$  при  $\frac{H}{D} = \text{const}$  и кривые  $\eta_K = \text{const}$ . По первым из них ( $\frac{H}{D} = \text{const}$ ) определяется шаговое отношение винта в насадке, а по вторым ( $\eta_K = \text{const}$ ) — к. п. д. комплекса. Чтобы упростить расчет оптимальных элементов винта в насадке, на диаграммах проводят линии  $n_{\text{opt}}$  и  $D_{\text{opt}}$ , на которые наносят значения коэффициентов задания (см. также § 43). В данном случае эти коэффициенты принимаются в виде (соответственно для диаграмм в осях  $K_K$  и  $\lambda_e$ ;  $K_2$  и  $\lambda_e$ )

$$K'_{dK} = \frac{v_e D}{a'_K}; \quad K'_{nK} = \frac{v_e}{\sqrt{na'_K}}; \quad (\text{XIII.28})$$

$$K''_{dK} = \frac{v_e D}{a''_K}; \quad K''_{nK} = \frac{v_e}{\sqrt{na''_K}}, \quad (\text{XIII.29})$$

где

$$a'_K = \sqrt{\frac{P_K}{\rho}}; \quad a''_K = \sqrt{\frac{N_p}{\rho v_e}}.$$

Расчетные схемы определения элементов гребных винтов в направляющих насадках по этим диаграммам при различных условиях задания остаются принципиально такими же, как и соответствующие схемы для открытых винтов (см. табл. 4).

**Применение теории эквивалентного движителя.** При расчете гребных винтов в направляющих насадках часто также используются диаграммы, полученные на основании результатов серийных испытаний моделей изолированных винтов (см. § 43). Применение таких диаграмм возможно лишь в том случае, если вводится некоторая расчетная скорость эквивалентного движителя. Ее находят из условия эквивалентности работы двух идеальных движителей — в насадке и изолированного. Эти движители считаются эквивалентными, если они развивают одинаковый упор и имеют одну и ту же скорость протекания жидкости через гидравлическое сечение заданной площади, т. е.  $P_i = P'_i$  и  $v_s = v'_s$  при  $F_p = \frac{\pi D^2}{4} = F'_p$  (в насадке и без нее). Условие  $v_s = v'_s$  выражает одновременно и равенство значений затраченной мощности ( $N_{P_i} = N'_{P_i}$ ) для эквивалентных идеальных движителей.

Упор  $P_t$  для движителя в насадке определяют по формуле (XIII.12), а величину  $P'_t$  для изолированного движителя — по формуле типа (X.16). Тогда условие  $P_t = P'_t$  можно записать в виде

$$\frac{1}{1+t_{ni}} \rho F_p v_s w_a = \rho F_p v'_s w'_a.$$

Теперь можно найти соотношение между осевыми вызванными скоростями

$$w'_a = \frac{w_a}{1+t_{ni}},$$

поскольку одновременно должно выполняться условие  $v_s = v'_s$ . Если это условие использовать для определения скорости протекания жидкости через сечение изолированного движителя, то при  $v_s = v'_s$  выражение (X.17) можно представить в виде

$$v_s = v'_p + \frac{w'_a}{2} = v'_p + \frac{1}{2} \frac{w_a}{1+t_{ni}}.$$

Отсюда следует, что относительная расчетная скорость перемещения изолированного движителя, эквивалентного по условиям работы движителю в насадке, будет равна

$$\bar{v}_p = \frac{v'_p}{v_e} = \bar{v}_s - \frac{1}{2} \frac{\bar{w}_a}{1+t_{ni}},$$

где

$$\bar{v}_s = \frac{v_s}{v_e} = \frac{v'_s}{v_e}; \quad \bar{w}_a = \frac{w_a}{v_e}.$$

Значение  $\bar{w}_a$ , входящее в выражение для  $\bar{v}_p$ , можно исключить, если использовать соотношение (XIII.14). Тогда искомую величину  $\bar{v}_p$  найдем (при  $t_n \approx t_{ni}$ ) из выражения

$$\bar{v}_p = \bar{v}_s - \frac{1}{4\bar{v}_s} \frac{\sigma_k}{1+t_n}. \quad (\text{XIII.30})$$

Здесь значения  $\bar{v}_s$  и  $t_n$  при  $\sigma_k = \text{const}$  должны быть известны. Их можно получить на основании результатов экспериментальных или теоретических исследований (см. § 52).

Принятая таким образом величина  $\bar{v}_p$  позволяет найти относительную поступь

$$\lambda_p = \bar{v}_p \lambda_e = \frac{v_p}{nD},$$

значения которой входят в «корпусные» диаграммы ( $K_1 - \lambda_p$ ) для открытых винтов с заданными геометрическими элементами. Однако такие диаграммы не учитывают, что упор винта в насадке несколько возрастает из-за уменьшения концевых потерь (см. § 51). Поэтому ко-

Эффект упора винта, соответствующий принятой диаграмме, должен включать некоторую поправку  $\kappa < 1,0$  (обычно 0,8—0,9), т. е. [7]

$$K_1 = \kappa \frac{P}{\rho n^2 D^4} = \frac{\pi}{8} \kappa \sigma_p \lambda_p^2,$$

где  $P$  — действительный упор винта в насадке при

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p} = \frac{\sigma_k}{(1 + t_n) v_p^2}.$$

#### Глава XIV

### ДВИЖИТЕЛИ МЕЛКОСИДЯЩИХ И БЫСТРОХОДНЫХ СУДОВ

#### § 54. Гребные винты в тоннелях

**Особенности работы винта в тоннеле.** Обводы кормовой оконечности корпуса судна приходится делать тоннельными в тех случаях, когда за его кормой нельзя разместить гребные винты (в насадках или без них), имеющие оптимальный диаметр  $D_{opt}$  (см. § 43 и 53) при заданной частоте вращения  $n$ . Гребной винт, установленный в тоннеле (см. рис. 78; б), может иметь предельно допустимый диаметр  $D_{max} \leq D_{opt}$ , превышающий осадку судна кормой  $T_k$ . Очевидно, что при работе такого винта возникают дополнительные потери мощности на подъем воды до свода тоннеля, причем они возрастают с уменьшением относительного погружения нижней кромки винта  $\bar{T}_v = \frac{T_v}{D}$ , где  $T_v = h_v + R_v$ , под ватерлинию судна на стоянке (при скорости  $v = 0$ ). Полезная тяга (на один гребной вал) для комплекса винт—корпус судна с тоннелем будет равна

$$P_e = P - (\Delta P + \Delta P_t) = P [1 - (t + \Delta t)], \quad (XIV.1)$$

где  $P$  и  $\Delta P = tP$  — упор винта и сила засасывания на обшивке корпуса судна с обычными (нетоннельными) кормовыми обводами (см. § 44);  $\Delta P_t = \Delta tP$  — дополнительная сила засасывания, которая возникает в результате подъема воды до свода тоннеля и учитывается надбавкой  $\Delta t$  к значению  $t$ , причем  $\Delta t = \frac{1,2(1 - \bar{T}_v)}{(1 + \bar{T}_v)^2}$ ; если  $0,5 < \bar{T}_v < 1,0$ .

При установке винта в тоннеле коэффициент попутного потока  $\psi$  обычно получается больше, чем для открытого винта. Тем не менее, учет величины  $\Delta t$  приводит к тому, что при работе гребного винта в тоннеле уменьшаются значения к. п. д. эквивалентного винта  $\eta_p$  и коэффициента влияния корпуса  $\xi_k$  (см. § 45). Вследствие этого снижается пропульсивный коэффициент  $\eta = \eta_p \xi_k$ , что особенно заметно, если диаметр винта в тоннеле достигает значения  $D_{max} = (1,15 - 1,20) T_k$ . Поэтому следует размещать в тоннеле винт, диаметр которого  $D_{max} \leq 1,20 T_k$  (см. § 37). В данном случае значения  $\eta_p$  и  $\xi_k$  из-за подъема воды до свода тоннеля снижаются меньше, чем

повышается к. п. д.  $\eta_p$  благодаря уменьшению нагрузки (коэффициента  $\sigma_p$ ) для винта, имеющего увеличенный диаметр, но работающего как полностью погруженный движитель (см. § 35). В результате этого обеспечиваются приемлемые значения  $\eta$ , а следовательно, и удовлетворительные скоростные или тяговые показатели судов даже при сравнительно малой осадке ( $T_k$  до 0,8 — 0,7 м).

**Работа комплекса винт—насадка в тоннеле.** Дополнительные потери мощности на подъем воды в тоннеле возникают и при размещении в нем комплекса винт—насадка. Если осадка судна ограничена, то направляющая насадка (неподвижная или поворотная) будет иметь полноценный аэродинамический профиль продольных сечений только на части кольца (до перехода в свод тоннеля). Следовательно, полезная тяга комплекса на один гребной вал при работе за кормой судна с тоннельными обводами будет равна

$$\begin{aligned} P_e &= P + k_t P_n - (\Delta P' + \Delta P'_T) = \\ &= P (1 + k_t t_n) [1 - (t' + \Delta t')]. \end{aligned} \quad (\text{XIV.2})$$

Здесь  $P$  и  $P_n = t_n P$  — упор винта в насадке и ее сила засасывания (см. § 50);  $k_t$  — так называемый коэффициент полноценности насадки, равный отношению длины дуги охвата винта полноценным аэродинамическим профилем к длине дуги полной окружности насадки ( $k_t \approx 0,66 \bar{T}_v + 0,12$  при  $0,8 \leq \bar{T}_v \leq 1,2$ );  $\Delta P' = t' P_k$  и  $\Delta P'_T = \Delta t' P_k$  — сила засасывания на обшивке корпуса при работе комплекса винт—насадка за кормой судна с нетоннельными обводами (см. § 53) и дополнительная сила засасывания, вызванная влиянием тоннеля, причем  $\Delta t' \approx \Delta t$ .

### § 55. Осевые водометы судов с умеренными скоростями движения

**Особенности конструкции и работы осевых водометов.** Водомет с насосом пропеллерно-осевого типа (рис. 100) можно рассматривать как гребной винт, работающий в водопроточной трубе (см. § 34). Такой винт имеет диаметр  $D = 2R_v$ , значительно превышающий осадку судна кормой (обычно  $D$  до 1,7  $T_k$ ), и усеченный (насадочный) контур лопастей (см. рис. 77). Винт размещается в рабочем сечении водопроточной (водомерной) трубы таким образом, что между ее внутренней поверхностью образуется малый кольцевой зазор  $\Delta_v \approx 10$  мм. Рабочее сечение водомерной трубы (рис. 100, а) имеет диаметр  $D_v$  и площадь

$$F_v = \frac{\pi D_v^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D + 2\Delta_v)^2 \approx F_p,$$

которая практически не отличается от площади диска винта  $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$ . Это сечение отделяет входную часть трубы от остальной ее части. Полная длина водомерной трубы  $l_v \approx (2-3) D$  обычно равна

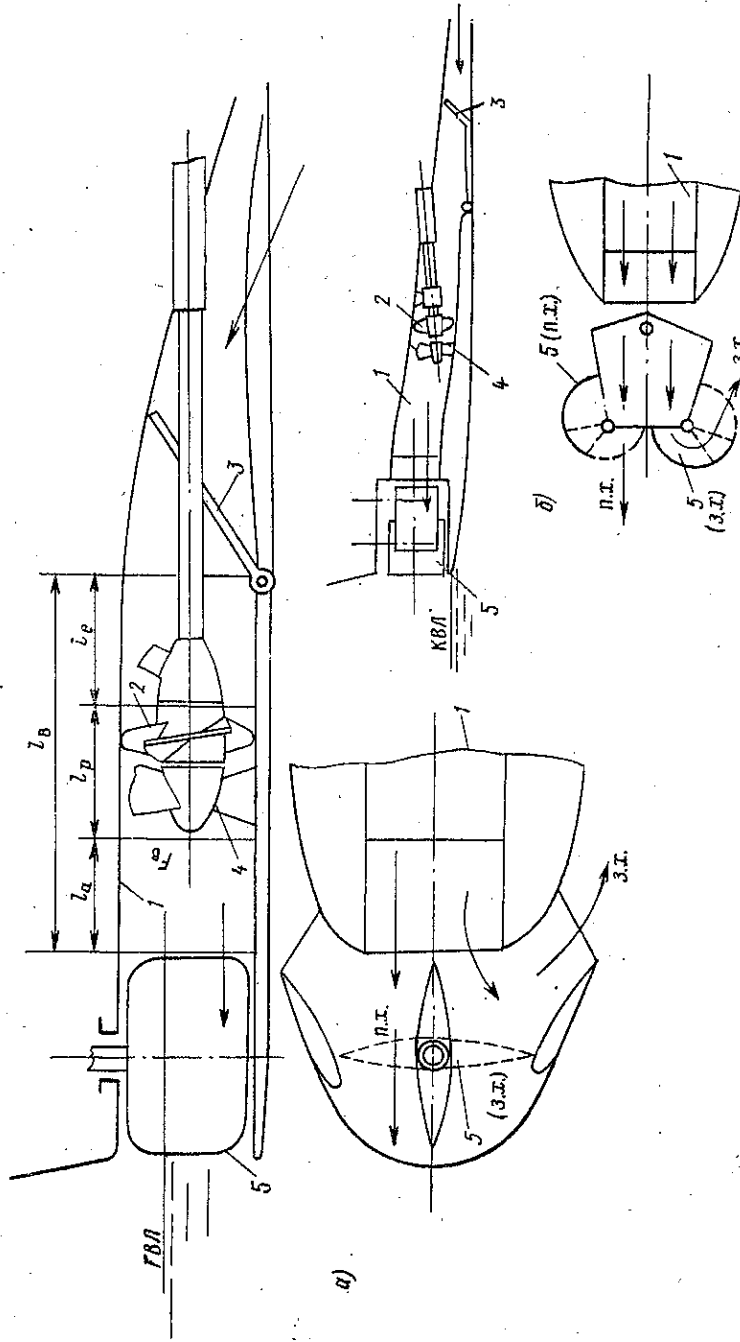


Рис. 100. Осевые водометы  
 1 — водометная труба; 2 — винт; 3 — защитная решетка; 4 — контропропеллер; 5 — рули (п. х. — их положение при переднем ходе судна; з. х. — то же, при заднем ходе).

сумме длин входной, рабочей и хвостовой (водоотливной) частей, т. е.  $l_b = l_e + l_p + l_a$ , причем  $l_e \approx (0,7 - 1,0)D$ ;  $l_p \approx (0,5 - 0,7)D$ . Площадь выходного сечения трубы  $F_a$  характеризуется в общем случае коэффициентом поджатия ее водоотливной части (сопла)  $\beta_a = \frac{F_a}{F_b} \approx \frac{F_a}{F_p} \leq 1,0$ . Входное, или приемное, сечение трубы (водозаборник) обычно сопрягается с тоннельными образованиями кормовой оконечности судна (см. § 54).

По условиям работы гребной винт, расположенной в водометной трубе, занимает промежуточное положение между винтом в направляющей насадке и рабочим колесом осевого насоса. Во всех случаях такой винт работает не только как движитель, создающий необходимую полезную тягу  $P_a$ , но и как насос, поднимающий струю воды на некоторую высоту  $\Delta h_b$ . При работе винта в трубе снижаются потери на создание осевых вызванных скоростей  $w_a$  из-за уменьшения сжатия его струи, а также потери на перетекание воды между концами лопастей винта и внутренней поверхностью трубы благодаря малому зазору между ними. Поэтому к. п. д. водометного движительного комплекса, как и винта в насадке (см. § 50), повышается, если достаточно велика его нагрузка. При ее уменьшении эффективность работы такого комплекса снижается более резко, чем у комплекса винт—насадка, что объясняется интенсивным возрастанием гидравлических потерь в достаточно длинной и имеющей сложную форму водометной трубе, особенно при подъеме струи выше ватерлинии судна.

Непосредственно за винтом в водометной трубе (рис. 100) устанавливают контрпропеллер, имеющий неподвижные лопасти. Благодаря этому снижаются потери на закручивание струи за винтом (см. § 39 и 45) и повышается к. п. д. на 6—8% при различных режимах работы водометного комплекса. Такая эффективность действия контрпропеллера обусловлена тем, что нагрузка винта в трубе практически постоянная в достаточно широком диапазоне изменения скоростей судна. На выходном конце водометной трубы, который размещается в кормовой оконечности судна, обычно устанавливают реверс-рулевое устройство (РРУ) определенной конструкции (см. рис. 100). Реверс судна обеспечивается изменением направления выброса струи винта, главные двигатели могут быть неререверсивными.

Иногда водометы с горизонтальным полуподводным выбросом струи (см. рис. 100, а) без поджатия ее в выходном сечении оказываются более эффективными ( $\eta \approx 0,30 - 0,43$ ;  $\eta_z \approx 0,23 - 0,35$ ) для мелкоосидающих судов, чем винты в насадках. Это обычно получается в тех случаях, когда оптимальный диаметр гребного винта  $D_{opt}$  на 15—20% превышает значение  $D_{max}$ , предельно допустимое по условиям размещения комплекса винт—насадка в тоннеле кормовой оконечности судна (см. § 54), имеющего малую осадку ( $T_k \leq 0,7$  м). На мелкоосидающих судах, плавающих по мелководному засоренному фарватеру (например, по лесосплавным рекам), часто применяют осевые водометы с атмосферным выбросом струи в сочетании с РРУ той или иной конструкции. Такой движительно-рулевой комплекс (рис. 100, б) надежно защищен от соприкосновения с грунтом или плавающими в воде пред-

метами, но уступает по эффективности работы комплексу с полуподводным выбором струи.

**Гидромеханические характеристики водометного комплекса.** Основными кинематическими характеристиками движительного комплекса рассматриваемого типа являются скорость поступательного перемещения комплекса  $v_e$  относительно воды и угловая скорость вращения винта  $\omega = 2\pi n$  (при частоте  $n$  в с). При расположении водометного комплекса в корме судна

$$v_e = v(1 - \psi_B). \quad (\text{XIV.3})$$

Здесь  $v$  — скорость судна;  $\psi_B$  — коэффициент попутного потока в поперечном сечении корпуса, где размещается приемное (всасывающее) отверстие водометной трубы.

В качестве безразмерной кинематической характеристики комплекса, определяющей режим его работы, принимается относительная поступь, вычисленная по скорости  $v_e$  или  $v$ , т. е.

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}; \quad \lambda = \frac{v}{nD} = \frac{\lambda_e}{1 - \psi_B}. \quad (\text{XIV.4})$$

К динамическим характеристикам водометного комплекса, в который включается и корпус судна, относятся полезная тяга комплекса  $P_e$  (на один гребной вал), упор  $P$ , вращающий момент винта  $M$  или подведенная к нему мощность  $N_p$ , к. п. д. комплекса  $\eta_B$  и пропульсивный коэффициент  $\eta$ . Разница в значениях  $P_e$  и  $P$  вызвана в общем случае действием силы засасывания  $\Delta P_B$ , которая возникает в результате взаимодействия винта с водометной трубой и корпусом судна. Величина  $\Delta P_B$  характеризуется коэффициентом засасывания

$$t_B = \frac{\Delta P_B}{P} = \frac{P_e - P}{P} = \frac{P_e}{P} - 1, \quad (\text{XIV.5})$$

который входит в соотношения

$$P_e = P + \Delta P_B = P(1 + t_B); \quad P = \frac{P_e}{1 + t_B}, \quad (\text{XIV.6})$$

связывающие силы  $P_e$  и  $P$ . Значения

$$\left. \begin{aligned} \eta_B &= \frac{P_e v_e}{75 N_p} = \frac{P_e v_e}{M \omega}; \\ \eta &= \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{\eta_B}{1 - \psi_B}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIV.7})$$

причем  $M \omega = 75 N_p$  (см. § 34).

Безразмерными динамическими характеристиками водометного комплекса в целом и его составных частей, помимо величин  $\eta_B$  и  $\eta$ , являются коэффициенты  $K_e$ ,  $K_1$  и  $K_2$ . Они имеют тот же смысл и определяются так же, как и для комплекса винт—насадка (см. § 53). Режим работы водометного комплекса, как и любого гидравлического движителя (в данном случае с направляющим устройством — трубой), характеризуется коэффициентом нагрузки (см. § 34). Для такого ком-



плексá вводится величина  $\sigma_e$  или  $\sigma'_e$  (по полезной тяге  $P_e$  при скорости  $v_e$  или  $v$ ), т. е.

$$\sigma_e = \frac{2P_e}{\rho v_e^2 F_p} \text{ или } \sigma'_e = \frac{2P_e}{\rho v^2 F_p} = (1 - \psi_b)^2 \sigma_e. \quad (\text{XIV.8})$$

На динамические характеристики водометного комплекса существенно влияют особенности его работы. Об этом свидетельствуют, например, результаты модельных испытаний комплекса, который применяется на судах с умеренными скоростями и имеет полуподводный выброс струи без поджатия ее в выходном сечении [4, 7]. Так, упор  $P$ , частота вращения  $n$  и средняя скорость протекания воды  $v_s$  через сечение винта в трубе (или подведенная к нему мощность  $N_p$ ) при изменении значений  $\sigma'_e$  (скоростей  $v$ ) остаются почти постоянными. Однако сила засасывания  $\Delta P_b = P_e - P$  (или коэффициент  $t_b = \frac{\Delta P_b}{P}$ ) при этом может изменяться не только по величине, но и по знаку. Если значения  $\sigma'_e$  велики (скорости  $v$  малы), то возникает сила  $\Delta P_b > 0$ , вследствие чего  $P_e > P$  (или  $t_b > 0$ ). С уменьшением значений  $\sigma'_e$  (повышением скоростей  $v$ ) будет возрастать по абсолютной величине сила  $\Delta P_b < 0$ , т. е.  $P_e < P$  (при  $t_b > 0$ ).

Результаты модельных испытаний также позволяют получить значения  $t_b = \frac{P_e}{P} - 1$  и  $\bar{v}'_s = \frac{v_s}{v}$ , которые можно использовать для определения относительной расчетной скорости эквивалентного движителя

$$\bar{v}'_p = \frac{v'_p}{v} = \bar{v}'_s - \frac{1}{4\bar{v}'_s} \cdot \frac{\sigma'_e}{1 + t_b} \quad (\text{XIV.9})$$

при заданной величине  $\sigma'_e = \text{const}$  (по аналогии с выводами в § 52). Тогда элементы винта водомета [4, 7] можно выбирать по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов (см. § 43). Дополнительно следует ввести поправку  $\kappa$ , которая учитывает уменьшение концевых потерь при работе винта в трубе. Она принимается такой же, как и в насадке (см. § 53).

### § 56. Движители судов с динамическими принципами поддержания

**Гребные винты быстроходных судов.** На многих быстроходных судах с динамическими принципами поддержания (см. § 32 и 33) используют гребные винты различных конструкций. Однако они, в отличие от винтов, применяемых на судах с умеренными скоростями, должны удовлетворять следующим требованиям: 1) работать в условиях резкого изменения посадки судна на ходу, вплоть до полного отрыва корпуса от поверхности воды (см. § 32 и 33); 2) использовать большую мощность энергетической установки при ограниченном гидравлическом сечении; 3) обладать достаточной эффективностью в условиях развитой кавитации (см. § 41).

Чтобы удовлетворить первому требованию, винты приходится размещать под корпусом судна на гребных валах, имеющих значительный наклон к горизонту (обычно до  $12^\circ$ ). Наклон вала в сочетании с заметным ходовым дифферентом на корму при высоких скоростях судна вызывает в диске винта некоторый угол скоса потока. Этот угол  $\gamma_s$  (рис. 101) измеряется между направлением скорости набегающего потока  $v_p = \text{const}$  (в обратном движении) и осью винта, вокруг которой он вращается с заданной частотой  $n = \frac{\omega}{2\pi}$ .

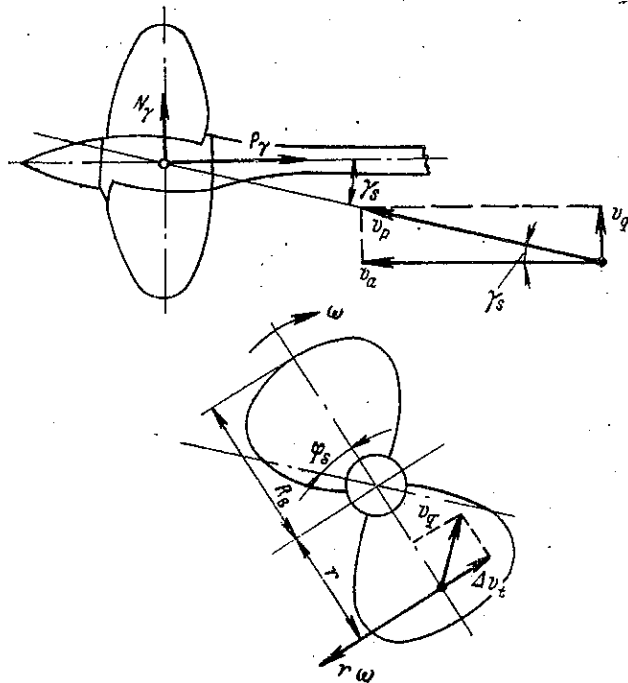


Рис. 101. Схема действия гребного винта в косом потоке

Скос потока в диске винта приводит к тому, что скорость  $v_p$  можно разложить на две составляющие

$$v_a = v_p \cos \gamma_s; \quad v_q = v_p \sin \gamma_s, \quad (\text{XIV.10})$$

первая из которых (осевая) постоянна во времени, а вторая (поперечная) изменяется в зависимости от угла поворота лопасти  $\varphi_s$ . В результате этого окружная скорость на некотором радиусе  $r$  равна (см. рис. 101)

$$v_t = r\omega - \Delta v_t = r\omega - v_q \cos \varphi_s. \quad (\text{XIV.11})$$

Она определяет периодически изменяющиеся условия обтекания элементов лопасти винта. Отмеченное изменение скоростей  $v_a$  и  $v_t$  эквивалентно возникновению условного попутного потока, осевая и окружная составляющие скорости которого (или соответствующие ко-

эффиценты) входят [21] в формулы

$$\left. \begin{aligned} v_a &= v_p \cos \gamma_s = v_p (1 - \psi_a); \\ v_t &= r\omega \left( 1 - \frac{v_p}{r\omega} \sin \gamma_s \cos \varphi_s \right) = r\omega (1 - \psi_t), \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIV.12})$$

а мгновенное значение угла поступи элемента лопасти можно определить по формуле (см. также § 38)

$$\operatorname{tg} \beta_\gamma = \frac{1 - \psi_a}{1 - \psi_t} \cdot \frac{v_p}{r\omega} = \frac{1 - \psi_a}{1 - \psi_t} \operatorname{tg} \beta. \quad (\text{XIV.13})$$

Окружная неравномерность скоростей в диске винта приводит к тому, что упор и вращающий момент для отдельных лопастей претерпевают резкие колебания, амплитуда которых возрастает с увеличением угла  $\gamma_s$ , а частота совпадает с частотой вращения винта  $n = \frac{\omega}{2\pi}$ . Для винта с  $z$  лопастями амплитуда колебаний упора  $P_\gamma$  и момента  $M_\gamma$  получаются меньше, а частота в  $z$  раз больше, чем для отдельных лопастей. Поскольку мгновенные значения угловой скорости вращения  $\omega$  на лопастях винта неодинаковы (например,  $\omega' = \omega - \frac{\Delta v_t}{r}$  и  $\omega'' = \omega + \frac{\Delta v_t}{r}$ ), в плоскости его диска возникает поперечная сила  $N_\gamma$ , достигающая 10—20% упора (при  $\gamma_s \approx 10^\circ$ ). Ее возникновение эквивалентно влиянию некоторой условной силы засасывания, характеризующейся соответствующим коэффициентом

$$t_\gamma = \frac{N_\gamma \sin \gamma_s}{P_\gamma \cos \gamma_s} = \frac{N_\gamma}{P_\gamma} \operatorname{tg} \gamma_s. \quad (\text{XIV.14})$$

Иначе сила  $N_\gamma$  уменьшает полезный упор  $P_{e_\gamma}$ , который развивает винт в направлении скорости  $v_p$ , и снижает к. п. д.  $\eta_{p_\gamma}$  по сравнению с теми же величинами в осевом потоке ( $P_e$  и  $\eta_p$  при  $\gamma_s = 0$ ), причем

$$\left. \begin{aligned} P_{e_\gamma} &= P_\gamma \cos \gamma_s - N_\gamma \sin \gamma_s = P_e (1 - t_\gamma); \\ \eta_{p_\gamma} &= \frac{P_{e_\gamma} v_p}{M_\gamma \omega} = (1 - t_\gamma) \frac{P_e v_p}{M_\gamma \omega}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIV.15})$$

Из-за окружной неравномерности распределения скоростей в диске винта точка приложения его упора несколько смещается от оси вращения. Это приводит к появлению дополнительного момента, который не влияет на скорость судна, но вызывает изгиб гребного вала.

Вследствие периодического изменения гидродинамических сил, действующих на гребные винты в косом потоке, повышается эрозионное разрушение материала их лопастей в первой стадии кавитации (см. § 41). Более того, применять винты с обычной формой сечений лопастей на быстроходных судах с высокооборотными двигателями и скоростями движения 75—100 км/ч вообще становится невозможно в условиях интенсивной кавитации.

Поэтому возникла необходимость применять суперкавитирующие винты. Они приспособлены к условиям работы на

режимах суперкавитации, т. е. при предельно низких значениях числа кавитации  $\kappa_c$  (см. § 41). При таком режиме происходит отрывное обтекание лопастей винта, благодаря чему исключается опасность кавитационной эрозии. Для суперкавитирующих винтов (при  $z = 2$  или 3) целесообразнее использовать клиновидные профили лопастей с плоской или вогнутой нагнетающей стенкой и острой входящей кромкой (рис. 102). При работе в первой и в начале второй стадии кавитации такой гребной винт оказывается менее эффективным, чем некавитирующий винт обычной конструкции. Зато при предельно низких числах  $\kappa_c$  значения  $K_1$  у суперкавитирующего винта по мере уменьшения относительной поступи  $\lambda_p$  снижаются меньше, а к. п. д.  $\eta_p$  получается выше, чем у обычного винта (см. рис. 88, а).

**Двигатели мелкоосидающих быстроходных судов.** На судах с подводными крыльями, предназначенных для эксплуатации в условиях

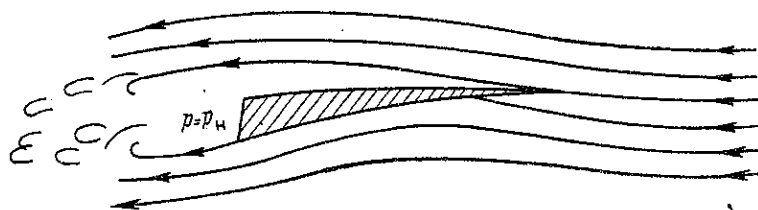


Рис. 102. Обтекание профиля сечения лопасти суперкавитирующего винта

мелководного фарватера, можно устанавливать частично погруженные винты. Их лопасти пересекают свободную поверхность воды при ходе судна на крыльях, но полностью погружены под нее при движении в водоизмещающем состоянии (см. § 33). Применение таких винтов позволяет уменьшить погружение оси, следовательно, и габаритная осадка судна будет меньше, чем у судов, гребные валы которых имеют большой наклон к горизонту, а винты находятся ниже плоскости кормового крыла. Кроме того, устраняются частые повреждения винтов и валов при движении судна по мелководному фарватеру, дополнительное сопротивление наклонных валов, косое натекание воды на винт. Все это в значительной мере компенсирует неблагоприятное влияние волнообразования, уменьшения гидравлического сечения частично погруженных винтов и подсоса воздуха на эффективность их действия.

Степень влияния свободной поверхности воды на кривые действия частично погруженного винта  $K_1(\lambda_p)$ ,  $K_2(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$  определяется относительным погружением нижней кромки его диска  $\bar{T}_b = \frac{T_b}{D} \leq 1,0$

и значением числа Фруда  $Fr \approx n\sqrt{D}$  (см. § 54 и 42). Если числа  $n\sqrt{D} = \text{const}$ , то уменьшение величины  $\bar{T}_b$  приводит к снижению значений  $K_1$  и  $\eta_p$  (рис. 103, а) по сравнению с теми же характеристиками глубокопогруженного винта (когда  $\bar{T}_b \geq 2,0$ ). При  $\bar{T}_b < 1,0$  кри-

вые  $K_1(\lambda_p)$  и  $\eta_p(\lambda_p)$  для винта с заданным шаговым отношением  $\frac{H}{D}$  имеют максимум, соответствующий некоторому критическому значению относительной поступи  $\lambda_{p,кр} \approx \frac{H}{D} - 0,35$ . Если  $\lambda_p < \lambda_{p,кр}$ , то ординаты упомянутых кривых снижаются тем резче, чем выше числа  $n\sqrt{D}$  (рис. 103, б). Если же  $\lambda_p > \lambda_{p,кр}$ , то при возрастании чисел  $n\sqrt{D}$  не происходит заметного снижения значений  $K_1$  и  $\eta_p$ . Следовательно, расчетный режим работы частично погруженного винта нужно выбирать таким образом, чтобы выполнялось условие  $\lambda_p > \lambda_{p,кр}$ . Величина погружения такого винта должна быть не менее  $T_b \approx 0,5 D$  [4].

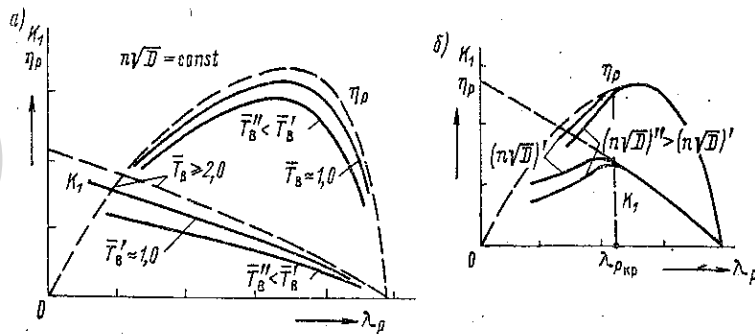


Рис. 103. Влияние свободной поверхности воды на кривые действия частично погруженного винта

Динамические характеристики частично погруженных винтов также зависят от их геометрических элементов. Увеличение числа лопастей винта  $z$  до пяти или шести приводит к возрастанию значений  $K_1$  и  $\eta_p$ . Одновременно с этим обычно уменьшается вибрация гребного вала и корпуса судна от работающего винта. Его дисковое отношение при числах  $n\sqrt{D} > 10$  должно находиться в пределах  $0,8 < \theta < 1,1$ , чтобы избежать усиления поверхностной кавитации (см. § 41). Контур лопастей рекомендуется делать несимметричным (саблевидным), а профиль их сечений — в виде плоско-выпуклого или вогнуто-выпуклого сегмента.

На быстроходных мелкосидящих судах во многих случаях целесообразно применять одно- или многоступенчатые водометы осевого типа с конструктивным поджатием струи в выходном сечении трубы. Такие водометы уступают обычным гребным винтам по эффективности действия, но зато позволяют уменьшить габаритную осадку судна и устранить вредные последствия скаса потока в диске винта благодаря меньшему наклону гребного вала, а также обеспечить надежную защиту движительного комплекса, снизить его кавитацию и т. д.

Многоступенчатый водомет (рис. 104) состоит из двух или трех одинаковых гребных винтов, установленных в водо-

проточной трубе, причем за каждым из них размещается контрпропеллер (см. также § 55). Такой движительный комплекс с гребными винтами, имеющими приемлемое дисковое отношение  $\theta$  (не более 1,1), эквивалентен одноступенчатому водомету, у которого значение  $\theta$  как бы увеличено в два-три раза (по числу винтов). Благодаря этому можно обеспечить бескавитационную работу винтов многоступенчатого водомета при высокой частоте вращения гребного вала у быстроходных судов.

Конструктивное поджатие струи винта осуществляется специальным устройством — соплом, уменьшающим площадь ее сечения при выходе из трубы. Это является вынужденной мерой, так как без поджатия струи скорость выброса воды из трубы может оказаться недостаточной для создания требуемой полезной тяги винтов быстроходного судна, если не увеличивать их шаг до значений, вызывающих

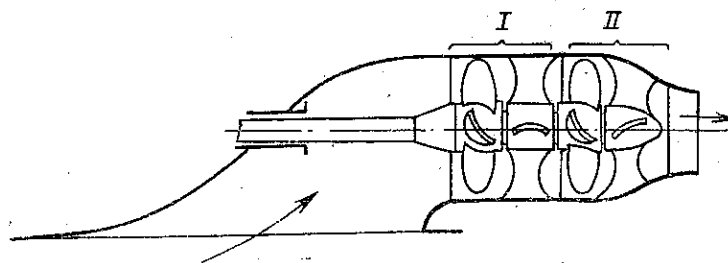


Рис. 104. Схема двухступенчатого водомета с конструктивным поджатием струи: I, II — ступени водомета

срыв потока с лопастей. Поджатие струи позволяет также уменьшить скорость протекания воды через сечение винта и тем самым снизить опасность появления кавитации на его лопастях при работе с относительно малыми нагрузками (значениями  $\sigma_p$ ). В некоторых конструкциях осевых водометов поджатие струи достигается в результате увеличения диаметра ступицы винта (рабочего колеса насоса).

Водометная труба на быстроходных судах имеет специфическую форму (см. рис. 104). Это обусловлено стремлением снизить как гидравлические потери в самой трубе, так и сопротивление воды движению судна. Если коэффициент поджатия выходного сечения водометной трубы (см. § 55)  $\beta_a = \frac{F_a}{F_b} \geq 0,45$ , то гидравлические потери в ней возрастают сравнительно мало, а пропульсивный коэффициент комплекса снижается незначительно [4].

**Сравнительная оценка и перспективы развития движителей быстроходных судов.** В настоящее время происходит дальнейшее повышение скоростей судов, поэтому возникает необходимость не только переходить к движению с динамическими принципами поддержания (см. § 32 и 33), но и совершенствовать существующие движители, создавать

новые типы [4, 21]. Наиболее общим скоростным показателем таких судов при заданном весе или водоизмещении  $D$  (кгс) является величина

$$\eta_v = \frac{Dv}{75N_{\varepsilon_k}} = \frac{1}{\varepsilon_R} \eta_p', \quad (\text{XIV.16})$$

которая называется пропульсивным качеством. Эта величина включает к. п. д. движителей  $\eta_p'$ , учитывающий все виды потерь мощности энергетической установки  $N_{\varepsilon_k}$  (л. с.), а также обратное качество, или удельное сопротивление  $\varepsilon_R = \frac{R}{D}$ , определяющее эффективность выбранного принципа движения судов со скоростью  $v$  (м/с). Значения  $\eta_v$ , в отличие от пропульсивного коэффициента  $\eta$ , могут быть больше единицы. Так, для СПК величина  $\eta_v = 6-8$ , а для СВП —  $\eta_v = 3-6$  (с учетом потерь мощности на подъем корпуса над поверхностью воды).

При оценке эффективности различных судовых движителей необходимо учитывать их приспособленность к условиям развитой кавитации, определяемых числом  $\kappa_c$  (см. § 41). Так, при скоростях 50—75 км/ч, соответствующих числам кавитации  $\kappa_c > 0,5$ , целесообразно применять некавитирующие гребные винты или одноступенчатые осевые водометы. При скоростях до 75—150 км/ч, т. е. при  $\kappa_c = 0,5-0,1$ , можно использовать суперкавитирующие винты или многоступенчатые осевые водометы, работающие от мощных газотурбинных установок. При скоростях 200 км/ч и более, т. е. при  $\kappa_c < 0,1$ , целесообразнее устанавливать газоводометные движители или воздушные винты.

Газоводометные движители, называемые иногда гидрореактивными движителями (ГРД), представляют собой водометы, у которых ускорение потока жидкости осуществляется не механическим способом при работе насоса или винта (см., например, § 55), а в результате использования энергии сжатого газа. Результаты исследований показывают, что к. п. д. таких движителей при указанных выше скоростях судов должен быть около 0,30—0,45 [21].

Подобные значения к. п. д., малые габариты и вес, а также простой способ подвода мощностей (через трубопровод) — все это может способствовать широкому применению газоводометных движителей на быстроходных судах.

Воздушные винты, создающие полезную тягу в результате отбрасывания масс воздуха, могут быть расположены на палубе судна либо в свободном потоке, либо в направляющих насадках. Такие винты целесообразно применять главным образом на быстроходных судах, которые при движении не имеют непосредственного контакта с поверхностью воды (см. § 33). Однако даже в этом случае к. п. д. воздушных винтов, работающих в менее плотной среде, чем вода ( $\rho_a = \frac{1}{800} \rho$ ), будет достаточным лишь при большом их диаметре и высоких скоростях судна.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА  
ВИНТОВОГО СУДНА****§ 57. Типы расчета движительного комплекса**

Целью расчета движительного комплекса является определение оптимальных элементов движителя при заданных условиях движения судна и мощности энергетической установки или проверка совместной работы корпуса, движителя и двигателя и получение паспортных характеристик судна при заданных конструктивных элементах движителя. В первом случае производится проективный расчет элементов движительного комплекса, во втором — проверочный расчет ходовых характеристик судна. И в том, и в другом случае исходные данные должны характеризовать режим движения судна или состава, тип энергетической установки, тип и количество движителей. Лишь при установке гидропередачи или электропередачи от двигателя к движителю вопрос о числе движителей можно решать в ходе их проектирования.

Расчетным режимом для винтов фиксированного шага (ВФШ), работающих от главных двигателей непосредственно или через редуктор, является, как правило, наиболее часто встречающийся в эксплуатации режим, соответствующий ходовым испытаниям судна. В некоторых случаях элементы движителя могут быть выбраны таким образом, чтобы в расчетном режиме двигатель работал с недогрузкой. Это позволяет улучшить условия эксплуатации двигателей, повысить их моторесурс и обеспечить согласование движителя и двигателя при повышении сопротивления движению судна; разумеется, скорость судна на испытаниях при этом несколько снижается. Для буксиров и толкачей расчетным режимом является движение с составом.

При наличии гидравлической передачи от двигателя к движителю можно обеспечить постоянную мощность на валу движителя при различных числах оборотов. В этом случае расчетным режимом должен быть режим движения при наибольшей скорости: для буксира или ледокола свободный ход без состава; для траулера — без трала; для грузового или пассажирского судна — на глубокой воде. Для всех других режимов при меньшей скорости движения полностью использовать мощность энергетической установки можно за счет снижения числа оборотов исполнительного механизма гидропередачи. Режим максимальной скорости является чаще всего расчетным и для винтов регулируемого шага (ВРШ).

Тип движителя назначается техническим заданием на проект судна. Однако в некоторых случаях приходится выбирать между гребным винтом и водометом, определять целесообразность установки насадки. При выборе типа и числа движителей ориентировочно оценить их эффективность можно с помощью кривых зависимости к. п. д. движителей от коэффициента нагрузки по упору  $\sigma_p$  (рис. 105).

Выбор между ВФШ и ВРШ, а также между винтовым и крыльчатый движителем зависит от требований, предъявляемых к эксплуата-



ционными качествам судна. Например, необходимо обеспечить повышенную управляемость, маневренность, длительную работу судна с переменным режимом. Установка ВРШ и крыльчатых движителей целесообразна, но сложна, поэтому вопрос об их выборе следует решать на основе всестороннего технико-экономического анализа.

Если энергетическая установка не задана, то проекторочный расчет движителя проводят в два этапа. На первом этапе вычисляют элементы движителя при выбранной мощности и числе оборотов главного двигателя. Расчет выполняют при постоянной скорости судна или состава или при постоянной скорости буксировки и силе тяги на

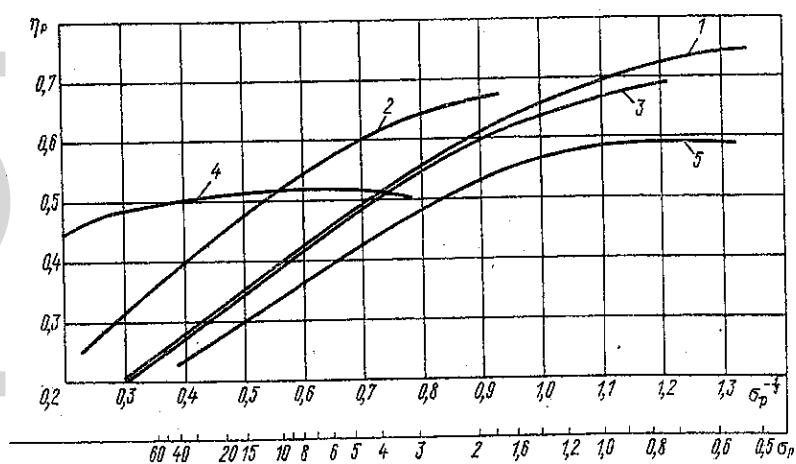


Рис. 105. График зависимости коэффициента полезного действия движителей от коэффициента нагрузки.

1 — гребные винты; 2 — гребные винты в насадке; 3 — винты регулируемого шага; 4 — водомерные движители; 5 — крыльчатые движители

гаке. В результате находят зависимость между требуемыми мощностью и частотой вращения двигателя, исходя из возможных, по условиям размещения на судне, размеров движителей; окончательные элементы движителя при этом не устанавливаются. На втором этапе, представляющем собой главную часть проекторочного расчета, определяют элементы движителя при полном использовании мощности главных двигателей для получения наибольшей скорости или силы тяги. Если режим работы энергетической установки задан, то выполняют лишь второй этап расчета. Проведя проекторочный расчет, можно приступить к конструированию движителя.

При поверочных расчетах должны быть известны характеристики двигателя, движителя и корпуса для различных режимов движения. Получаемая в результате расчета паспортная диаграмма судна позволяет установить согласованность элементов движителя с режимом движения судна и работой энергетической установки.

**§ 58. Расчет элементов движительного комплекса при выборе главной судовой энергетической установки**

Исходные данные:

- 1) теоретический чертеж, главные размерения и коэффициенты полноты;
- 2) кривая буксировочного сопротивления движению судна для расчетного режима;
- 3) скорость судна  $v$ ;
- 4) число движителей  $x$ .

Для буксиров задается также сила тяги на гаке при расчетной скорости буксировки, для толкачей — кривая сопротивления движению толкача вместе с составом либо сила толкания при заданной скорости толкания.

Расчет производится по диаграммам серийных испытаний моделей винтов (прилож. II), геометрические элементы которых представлены в табл. 5.

Таблица 5

Геометрические элементы моделей гребных винтов

№ диаграммы	$z$	$\theta$	$\frac{d_0}{D}$	$\frac{e_0}{D}$	$\nu_R^\circ$	Контур лопасти
Винты без насадок						
1	4	0,58	0,20	0,060	0	Саблевидный
2	3	0,50	0,18	0,050	15	»
Комплекс винт-насадка						
3	4	0,58	0,18	0,060	0	Саблевидный
4	4	0,75	0,18	0,060	0	»
5	4	0,55	0,20	0,045	0	Усеченный
6	3	0,60	0,18	0,042	0	Эллиптический

**Гребные винты без насадок.** Расчет выполняют в следующем порядке:

1. Определяют коэффициенты взаимодействия винта и корпуса. На этом этапе расчета, когда неизвестны элементы винта, коэффициент попутного потока можно вычислить по приближенным формулам для бортового винта и диаметрального (винта в ДП) соответственно:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= 0,55\delta - 0,20; \\ \psi &= 0,50\delta - 0,05. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XV.1})$$

Здесь  $\delta$  — коэффициент полноты водоизмещения судна.

Коэффициент засасывания можно найти по формулам для бортового винта и диаметрального соответственно:

$$\left. \begin{aligned} t &= 0,8\psi (1 + 0,25\psi); \\ t &= 0,6\psi (1 + 0,67\psi). \end{aligned} \right\} \quad (\text{XV.2})$$

Для винтов в тоннелях можно принимать  $t = \psi$ .

2. Находят необходимый упор  $P = \frac{R}{x(1-t)}$  и скорость винта относительно воды  $v_p = v(1-\psi)$ , значение сопротивления движению принимают при этом для заданной скорости судна.

3. Выбирают ряд допустимых диаметров гребных винтов, возможных для установки на судне. Максимальный диаметр принимают с учетом формы кормовых обводов и расположения оси гребного вала, чтобы винт имел нормальное размещение относительно корпуса (см. § 37).

На этом этапе расчета, когда диапазон диаметров наиболее широк, максимальный диаметр винта для судов внутреннего плавания может составлять (0,75 — 0,80)  $T$  для обычной формы кормы и (1,10—1,15)  $T$  для тоннельной, а минимальный диаметр винта — (0,50—0,55)  $T$ . Для судов смешанного плавания максимальный диаметр может составлять (0,55—0,60)  $T$ , а минимальный (0,35—0,40)  $T$ . Это особенно важно для грузовых судов, которые могут двигаться порожнем и с балластом, когда осадка значительно уменьшается.

4. Для всех принятых вариантов рассчитывают требуемую мощность и частоту вращения гребного вала. Расчет выполняют по корпусной диаграмме (см. прилож. II) в форме табл. 6. На этом этапе расчета величина дискового отношения может быть принята приближенно в пределах 0,45—0,60.

Таблица 6

Расчет элементов винта при выборе силовой установки

$$v = \dots; R = \dots; v_p = \dots; P = \dots; a' = \sqrt{\frac{P}{\rho}}$$

Расчетные величины и формулы	Диаметр винта				
	$D_1 \max$	$D_2$	$D_3$	...	$D_i \min$
$K'_d = Dv_p \sqrt{\frac{\rho}{P}} = \frac{Dv_p}{a'}$					
$\eta_p = f(K'_d)$					
$\lambda_p = f(K'_d)$					
$\frac{H}{D} = f(K'_d), \quad n = \frac{v_p}{\lambda_p D}$					
$N_p = \frac{Pv_p}{75\eta_p}$					
$N_e = \frac{N_p}{\eta_\omega \eta_r}$					

Точки расчетной диаграммы определяют по значениям коэффициента  $K_d$  на кривой  $n_{op}$ . Сняв для этих точек с диаграммы значения относительной поступи и коэффициента полезного действия винта, необходимо подсчитать частоту вращения гребного вала и мощность на валу винта, а также эффективную мощность двигателя.

При установке редуктора учитывают его коэффициент полезного действия, при установке электро- или гидропередачи следует учесть потери в этих передачах, необходимые для определения мощности главных двигателей.

5. Результаты расчета представляют на графике (рис. 106, а) в виде кривой зависимости необходимой мощности двигателя от числа его оборотов в минуту  $n_m = 60 n$ . Точки этой кривой соответствуют

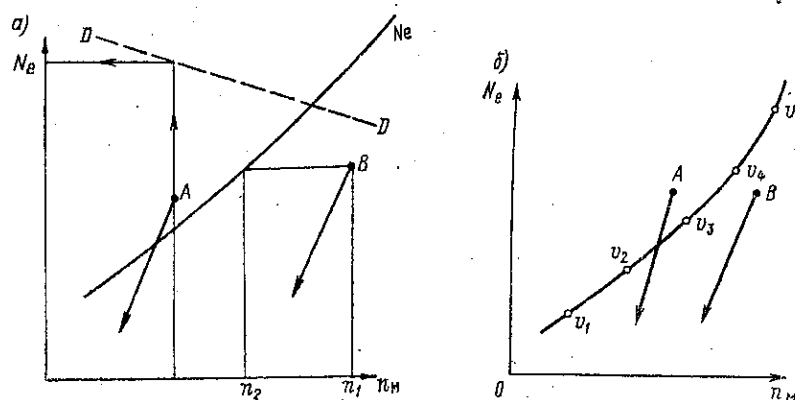


Рис. 106. К выбору двигателя: а — при заданной скорости судна; б — при различных скоростях

наименьшим значениям мощности при различных скоростях вращения винта для заданных скорости судна и упора движителя.

Чтобы выбрать судовую энергетическую установку, необходимо на график зависимости  $N_e = f(n_m)$  нанести характеристики двигателей и проанализировать их эффективность. Двигатель А, нормальный режим которого определяется точкой А, лежащей выше кривой  $N_e = f(n_m)$  (рис. 106, а), обеспечивает заданную скорость судна; двигатель В, мощность которого больше, чем у двигателя А, эту скорость не обеспечивает. Это происходит потому, что частота вращения двигателя А соответствует большему диаметру винта, поэтому потери на его работу снижаются. Разница в мощности двигателей В и А расходуется на увеличение потерь в винте при уменьшении его диаметра. С помощью двигателя В можно достичь заданной скорости, установив понижающий редуктор. При окончательном выборе двигателя следует исходить из наименьшей затраты мощности и учитывать такие характеристики, как расход топлива, вес, габариты, степень автоматизации управления, надежность, моторесурс. Одновременно следует решить вопрос о необходимости редуктора.

На графике строят также кривую зависимости  $D = f(n_m)$ , по которой можно оценить ориентировочно значение диаметра.

Если скорость судна окончательно не задана и ее выбор зависит от режима двигателя, то расчет можно вести в несколько другой форме. Задав постоянное значение диаметра, необходимо для ряда скоростей снять с кривой сопротивления его величины и определить необходимый упор. Далее расчет проводят по схеме, указанной в табл. 6, и затем строят кривую  $N_e = f(n_m)$  (рис. 106, б), точки которой соответствуют значениям выбранных скоростей. Характеристики двигателей, нанесенные на график, позволяют ориентировочно оценить достижимую скорость по пересечению полученной кривой с горизонталью, проведенной через точку, соответствующую нормальному режиму двигателя. Если точка расположена влево от кривой, то оптимальный диаметр нужно увеличить по сравнению с принятым, если — вправо, то диаметр можно уменьшить. Такая оценка скорости судна или состава может потребоваться при проведении технико-экономического анализа возможных вариантов двигателей.

**Гребные винты в направляющих насадках.** Расчет элементов винта рекомендуется выполнять по диаграммам модельных испытаний комплекса винт—насадка в свободной воде (см. прилож. II). В этом случае расчетные схемы для винта и комплекса винт—насадка будут одинаковы, если вместо величин упора  $P$ , коэффициента полезного действия  $\eta_p$ , расчетной скорости  $v_p$ , относительной поступи  $\lambda_p$  и других характеристик винта принимать соответствующие величины  $P_k$ ,  $\eta_k$ ,  $v_e$ ,  $\lambda_e$  для комплекса.

Расчетная скорость комплекса

$$v_e = v(1 - \psi_f),$$

где  $\psi_f = (0,6 \div 0,7)\psi$  — коэффициент попутного потока трения. Упор комплекса винт—насадка для грузовых судов  $P_k = \frac{R}{x(1-t')}$ ; для буксирных  $P_k = \frac{R+Z}{x(1-t')}$ ; для толкачей (при заданной кривой сопротивления движению состава вместе с толкачом) используется первое из этих выражений, а при заданной силе толкания — второе. Коэффициент засасывания винта при работе комплекса на расчетном режиме может быть принят, как  $t' = \psi_f$ . Необходимую мощность двигателя рассчитывают по схеме, приведенной в табл. 6. Обработку результатов, анализ и выбор судовой энергетической установки проводят так же, как и для винтов без насадки.

#### **§ 59. Расчет движительного комплекса на полное использование мощности главных двигателей**

Цель расчета — определить наивысшие пропульсивные показатели судна при установке конкретных двигателей или известном режиме их работы.

Исходные данные:

- 1) геометрические элементы судна и его теоретический чертеж;

- 2) кривая сопротивления воды движению судна или состава;
- 3) тип, мощность и частота вращения главных двигателей, тип передачи мощности к гребному валу;
- 4) тип движительной установки, число движителей  $x$ .

В результате расчета устанавливают элементы движителя и наибольшую скорость движения судна. Так как искомая скорость движения должна быть и исходной величиной для выполнения расчета, то приходится прибегать к последовательным приближениям.

**Гребные винты без насадок.** Расчет выполняют в следующем порядке:

1. Определяют коэффициенты взаимодействия винта и корпуса. Коэффициент попутного потока может быть вычислен по выражению

$$\psi = 0,11 + \frac{0,16}{x} \delta^x \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}}, \quad (\text{XV.3})$$

где  $x = 1$  для диаметральных винтов,  $x = 2$  — для бортовых.

Коэффициент засасывания находят по формуле (XV.2). Принимается, что необходимый для расчета диаметр равен полученному на первом этапе либо наибольшему, возможному из условий размещения.

2. Выбирают расчетную диаграмму, для чего предварительно устанавливают число лопастей (см. § 42) и дисковое отношение. Для расчета дискового отношения необходимо воспользоваться значениями упора, скорости и ориентировочного диаметра винта, полученными на первом этапе. По ним определяют относительную поступь винта  $\lambda_p$  и коэффициент упора  $K_1$ , которые необходимы для отыскания по корпусной диаграмме ориентировочного шагового отношения  $\frac{H}{D}$ . При выборе дискового отношения следует выполнить два условия. Во-первых, относительная толщина лопасти при достаточной ее прочности должна быть нормальной. Тогда

$$\theta \geq 375 \left( \frac{az}{D\delta_e} \right)^{2/3} \sqrt[3]{\frac{mP}{10\,000}}, \quad (\text{XV.4})$$

где  $m$  — коэффициент неравномерности нагрузки на лопасти, равный 2,0 для ледоколов, 1,75 — для судов, работающих в битом льду, 1,5 — для буксиров и толкачей и 1,15 — для других судов;  $\delta_e = (0,08 + 0,10)$  — относительная толщина лопасти на радиусе  $(0,6 - 0,7) R$ ;  $a$  — числовой коэффициент, зависящий от материала лопасти и равный для чугуна 0,10, для углеродистой стали 0,065, для латуни 0,060.

Во-вторых, должна отсутствовать кавитация. Это условие выражается эмпирической формулой

$$\theta \geq 130b_1 \frac{k_c}{\Delta p} (nD)^2, \quad (\text{XV.5})$$

где  $n$  — частота вращения;  $\Delta p = p_0 - p_n = p_a + \gamma h_b - p_n$  — разность давлений;  $p_a$  — атмосферное давление, кгс/м<sup>2</sup>;  $\gamma$  — объемный вес воды, кгс/м<sup>3</sup>;  $h_b$  — погружение оси гребного вала, м;  $p_n =$

$= 200 \text{ кгс/м}^2$  — давление насыщенных паров воды при нормальной температуре;  $b_1 = 1,3 \div 1,6$  — эмпирический коэффициент;  $k_c$  — кавитационная характеристика, определяемая в зависимости от поступи, шагового отношения и числа лопастей по графику (рис. 107).

После определения дискового отношения по выражениям (XV.4) и (XV.5) выбирают расчетную диаграмму с ближайшим большим дисковым отношением, которое и принимают окончательным. Если расчет на полное использование мощности выполняется самостоятельно, то сначала можно применить расчетную диаграмму с дисковым отношением (0,40—0,60). Затем, проведя по ней расчет элементов винта,

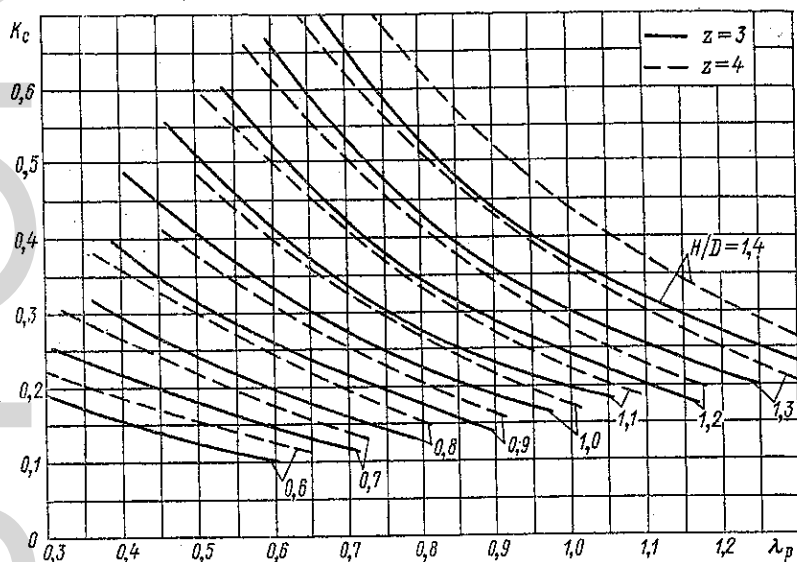


Рис. 107. Кавитационная характеристика

необходимо вернуться к расчету дискового отношения, выбрать, при необходимости, другую расчетную диаграмму и повторить расчет элементов винта. Повторная проверка дискового отношения необходима в том случае, если полученные при расчете на полное использование мощности двигателя элементы винта значительно отличаются от ранее принятых при определении дискового отношения ориентировочных значений.

3. Расчет элементов винта и достижимой скорости в принципе может быть выполнен и по «корпусной» и по «машинной» диаграмме, так как заданы характеристики корпуса и энергетической установки. Однако параметры двигателей установлены окончательно, а достижимую скорость судна и, следовательно, упор еще нужно определить поэтому целесообразнее использовать «машинную» диаграмму.

Расчет выполняют по схеме, указанной в табл. 7, при этом столбцы ее заполняют последовательно. В первом приближении выбирают скорость  $v_1$ , принятую на первом этапе расчета, либо ее приближен-

ное значение. Так, при модернизации энергетической установки можно принять ту скорость, которая была у судна до модернизации. Значение скорости в первом приближении не влияет на окончательные результаты расчета; использование скорости, значительно отличающейся от действительной, может привести только к увеличению числа приближений. Выбрав скорость в первом приближении, следует перейти к расчетной скорости винта  $v_p$  и подсчитать коэффициент мощности — числа оборотов  $K_n''$ , при этом мощность на валу винта  $N_p = N_e \eta_w \eta_r$  (см. § 34). При вычислении  $N_p$  необходимо учитывать отбор мощности на валогенератор или другие механизмы.

Таблица 7

Расчет элементов винта на полное использование мощности

$N_p = \dots$ ;  $n = \dots$ ;  $\psi = \dots$ ;  $t = \dots$ ;  $z = \dots$ ;  $\theta = \dots$

Расчетные величины и формулы	Скорость		
	$v_1$	$v_2$	$v_3$
$v_p = v(1 - \psi)$ $a'' = \sqrt{\frac{N_p}{\rho v_p}}$ $K_n'' = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}} = \frac{v_p}{\sqrt{a'' n}}$ $\lambda_p = f(K_n'')$ $\eta_p = f(K_n'')$ $\frac{H}{D} = f(K_n'')$ $D = \frac{v_p}{\lambda_p n}$ $P = \frac{75 N_p \eta_p}{v_p}$ $R = xP(1 - t)$ $v = f(R)$			
	$v_2$	$v_3$	

Точку, соответствующую искомому винту на расчетной диаграмме, определяют по значению  $K_n''$  на кривой оптимальных диаметров. Для этой точки снимают величины относительной поступи  $\lambda_p$ , коэффициента полезного действия  $\eta_p$  и шагового отношения  $\frac{H}{D}$ . По значению относительной поступи вычисляют диаметр, а по коэффициенту полезного действия — развиваемый винтом упор  $P$ . Далее по значению упора определяют силу сопротивления движению  $R$ , которая может



быть преодолена установленными на судне винтами. По кривой сопротивления  $R = f(v)$  можно найти значение скорости  $v$ , соответствующее вычисленному сопротивлению.

Если полученная скорость  $v_2$  не равна исходной  $v_1$ , то следует повторить расчет во втором приближении, приняв в качестве исходной скорость  $v_2$ . Расчет выполняют последовательно до совпадения значений скорости. Нельзя задаваться одновременно различными значениями скорости, так как при этом получится несколько первых приближений. Значения диаметра винта, шагового отношения и максимально достижимой скорости определяют по последнему приближению так же, как и все другие величины, необходимые для расчета ходовых характеристик, диаметра гребного винта и т. д. Число лопастей и дисковое отношение спроектированного винта, а также форма контура и профилирование лопасти, относительный диаметр ступицы и другие геометрические элементы винта должны соответствовать характеристикам расчетной диаграммы, по которой проводится расчет.

Если оптимальный диаметр винта получается больше допустимого, то следует принять наибольший диаметр и изменить форму расчета (табл. 8). В этом случае точку на машинной диаграмме, соответствующую искомому винту, находят по пересечению абсциссы и ординаты, соответствующих относительной поступи  $\lambda_p$  и коэффициенту момента  $K_2$ , так как заданными будут мощность, число оборотов и диаметр. Принцип расчета при этом не меняется.

Таблица 8

Расчет элементов винта заданного диаметра на полное использование мощности двигателя

$$N_p = \dots; n = \dots; D = \dots; K_2 = \frac{11,93N_p}{\rho n^3 D^5} = \dots;$$

Расчетные величины и формулы	Скорость			
	$v_1$	$v_2$	$v_3$	
$v_p = v(1 - \psi)$				
$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$				
$\eta_p = f(K_2, \lambda_p)$				
$\frac{H}{D} = f(K_2, \lambda_p)$				
$P = \frac{75N_p \eta_p}{v_p}$				
$R = xP(1 - t)$				
$v = f(R)$	$v_2$	$v_3$		

Если установка трехвальная, то коэффициенты взаимодействия рассчитывают отдельно для бортового и диаметрального (среднего) винтов. Так как обычно диаметры винтов принимаются одинаковыми,

то следует, вычислив  $K_2$ , разделить каждый столбик табл. 8 пополам и провести вычисление скорости  $v_p$  и поступи  $\lambda_p$ , а также шага и упора отдельно для бортового  $P_6$  и диаметрального  $P_d$  винта. Преодолеваемое винтами сопротивление

$$R = 2P_6(1-t_6) + P_d(1-t_d). \quad (XV.6)$$

По этому значению сопротивления находят достижимую скорость и выполняют последовательные приближения.

**Гребные винты в направляющих насадках.** Расчет элементов винта в насадке по диаграммам испытаний комплекса осуществляется по тем же схемам, что и расчет винтов без насадки, но с использованием характеристик комплекса  $P_k$ ,  $\eta_k$ ,  $v_e$ ,  $\lambda_e$ ,  $K_{nk}$  и т. д. Коэффициенты взаимодействия необходимо определять по выражению (XV.3), учитывая лишь часть попутного потока (попутный поток трения) и принимая  $t' = \psi_f$ .

Для грузовых судов и толкачей, когда задана кривая сопротивления движению состава вместе с толкачом, расчет выполняют последовательными приближениями по схеме, представленной в табл. 7 или 8 для оптимального или заданного диаметра винта. Для буксиров и толкачей при заданной скорости буксировки или толкания последовательных приближений делать не надо, так как полное использование мощности и согласование элементов винта и двигателя приведут к получению наибольшей силы тяги или силы толкания. Расчет ведут по той же схеме (табл. 7 или 8) до определения упора комплекса, после чего вычисляют силу тяги или силу толкания

$$Z = xP_k(1-t') = xP_e - R_6,$$

где  $R_6$  — сопротивление движению буксира или толкача.

Далее рассчитывают буксировочный коэффициент по выражению

$$\eta_z = \frac{Zv}{75xN_e}. \quad (XV.7)$$

Полученные элементы винта в насадке используют при разработке чертежа винта.

## § 60. Расчет ходовых и тяговых характеристик судна

**Исходные данные.** Ходовыми характеристиками судна называются графики, показывающие изменение эффективного упора движителей, мощности и частоты вращения двигателей, а также сопротивления движению в зависимости от скорости судна. Для буксиров и толкачей на графиках приводят, помимо перечисленных, кривые зависимости силы тяги на буксирном тросе или силы упора толкача от скорости. Графики называют тяговыми характеристиками. Ходовые характеристики отражают совместное действие всех трех частей пропульсивного комплекса: корпуса, судовой энергетической установки и движителей в различных условиях эксплуатации судна. Они позволяют определить скорости движения судна

или состава, проанализировать работу энергетической и движительной установок в различных режимах движения, установить причины неполадок и наметить пути их устранения.

Расчет ходовых характеристик производят непосредственно после проектировочного расчета гребного винта или же выполняют независимо от последнего. И в том, и в другом случае необходимо иметь исходные данные о корпусе, энергетической установке и движительном комплексе. Различные режимы движения судна зависят либо от его положения относительно воды, либо от условий пути. Так, посадка судна изменяется в зависимости от количества и распределения грузов. Судно может плавать с полным грузом, порожнем, с балластом, иметь дифферент. Судно переходит с одного режима на другой при плавании на мелководье и в каналах вследствие ограничений по глубине и ширине фарватера, а также на водохранилищах из-за смены ветро- и волнового режима. Изменения режима влияют на сопротивление движению судна, в соответствии с чем исходными данными по корпусу являются кривые сопротивления для различных условий плавания и нагрузки судна.

Исходными данными для энергетической установки служат кривые зависимости мощности от числа оборотов, а также значения  $N_{e0}$  и  $n_0$  для нормального режима. Для двигателей внутреннего сгорания зависимость  $N_e = f(n)$  представлена графически на рис. 94 (см. § 46). Номинальная внешняя характеристика, получаемая при стендовых испытаниях двигателя, обычно соответствует случаю, когда среднее эффективное давление двигателя возрастает по мере снижения его оборотов. Заградительные, или ограничительные, характеристики двигателей без наддува или с малой его степенью, соответствуют постоянному среднему эффективному давлению, а для двигателей с наддувом в большинстве случаев — работе с постоянным максимальным давлением в цилиндре ( $p_z = \text{const}$ ). При работе двигателя по регуляторной характеристике число оборотов изменяется в пределах (1,00—1,05)  $n_0$ .

Для анализа совместной работы двигателя и винта кривые  $N_e = f(n)$  целесообразнее представить в виде зависимости безразмерного коэффициента вращающего момента на валу винта  $K_2'$  от частоты вращения

$$K_2' = \frac{11,93 N_e \eta_w \eta_r}{\rho n^3 D^5}. \quad (\text{XV.8})$$

Если между двигателем и винтом имеется редуктор, то расчет следует вести по частоте вращения гребного вала. При отборе мощности на валогенератор или другие навешанные на двигатель механизмы коэффициент момента

$$K_2' = \frac{11,93 (N_e - \Delta N_e) \eta_w \eta_r}{\rho n^3 D^5}, \quad (\text{XV.9})$$

где  $\Delta N_e$  — отбираемая мощность, которая может быть постоянной или иметь определенную зависимость от частоты вращения.

Расчет характеристики двигателя и коэффициента вращающего момента на валу движителя производится по схеме, представленной

в табл. 9. Исходной величиной в расчете является относительная частота вращения  $\bar{n} = \frac{n}{n_0}$ . При работе двигателя по номинальной внешней характеристике с переменным средним эффективным давлением значения мощности в зависимости от частоты вращения должны быть сняты с графика стендовых испытаний двигателя. Для ограничительной характеристики двигателей без наддува при постоянном эффективном давлении зависимость  $N_e = f(n)$  может быть рассчитана по прямой пропорции

$$N_e = N_e \bar{n}. \quad (\text{XV.10})$$

При работе двигателя с наддувом по ограничительной характеристике при  $p_z = \text{const}$  на основе статистических данных можно установить, что кривая  $N_e = f(n)$  близка к прямой, пересекающей ось абсцисс при  $n \approx 0,25 n_0$ . В этом случае для мощности легко получить следующее выражение:

$$N_e = \frac{N_e}{3} (4\bar{n} - 1). \quad (\text{XV.11})$$

Таблица 9  
Расчет характеристики двигателя

Расчетные величины и формулы	$\bar{n} = n/n_0$		
	0,5—0,6	1,0	1,2
$n = \bar{n}n_0$			
$N_e = f(n)$			
$K'_2$			

Значения  $K'_2$  определяют по выражениям (XV.8) или (XV.9). Результаты расчета характеристик двигателя представляют графически (рис. 108).

При рассмотрении совместного действия винта и двигателя, работающего

по регуляторной характеристике, можно принять  $n_0 = \text{const}$ . Для гребных винтов исходными данными являются динамические характеристики при работе за корпусом судна. Они представляют собой зависимости коэффициента полезной тяги  $K_e$  и коэффициента момента сопротивления вращению винта  $K_2$  от относительной поступи. Для их получения по заданным геометрическим элементам и подбирают «корпусную» и «машинную» диаграммы. Задавшись значениями относительной поступи от нуля до поступи, близкой к поступи нулевого упора, необходимо по шаговому отношению снять с диаграмм величины коэффициентов упора и момента, т. е. получить кривые действия винта в свободной воде. Если ходовые характеристики судна рассчитывают сразу после проекторного расчета винта, то рекомендуется одно из значений относительной поступи выбирать как расчетное  $\lambda_{\text{расч}}$ , полученное в последнем приближении при определении элементов винта на полное использование мощности двигателя.

Чтобы получить кривые действия за корпусом судна, необходимо учесть изменение взаимодействия винта и корпуса при различных режимах. Если коэффициент попутного потока может быть принят постоянным, то изменением коэффициента засасывания пренебречь

нельзя. Для выявления его используют следующее эмпирическое соотношение:

$$ts_1 = t_0 = \text{const}, \quad (\text{XV.12})$$

где  $s_1 = 1 - \frac{\lambda_p}{H_1/D}$  — скольжение, вычисленное по динамическому шагу нулевого упора  $H_1$ , при этом  $\frac{H_1}{D} = \frac{H}{D} + 0,1$ ;  $t_0$  — коэффициент засасывания на швартовах, когда  $s_1 = 0$ , определяемый по значениям  $t$  и  $s_1$  для расчетного режима как  $t_0 = t_{\text{расч}} s_{1 \text{ расч}}$ . Расчет сводят в табл. 10.

**Расчет ходовых характеристик.** Условием, обеспечивающим совместную работу винта и двигателя, является равенство коэффициентов вращающего момента двигателя на валу винта и коэффициента момента сопротивления воды вращению винта, а именно:  $K_2' = K_2$ . Анализ совместного действия винта и двигателя внутреннего сгорания обычно выполняют при двух режимах: при работе двигателя по ограничительной характеристике и по регулярной характеристике ( $n = n_0 = \text{const}$ ).

И тот и другой расчеты являются продолжением табл. 10, т. е. проводятся при выбранных ранее значениях поступи. При работе двигателя по ограничительной характеристике по значению  $K_2$  на графике (см. рис. 108) определяют частоту вращения и мощность двигателя, согласованного с винтом.

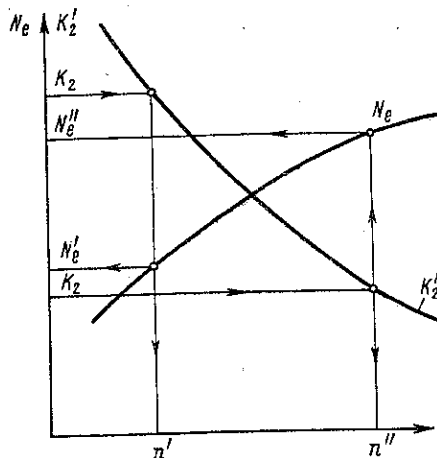


Рис. 108. Определение режимов работы винта и двигателя

Далее находят полезную тягу винтов и скорость судна (табл. 11, А). При работе двигателя по регуляторной характеристике мощность, необходимую для работы винта, рассчитывают, исходя из полученных значений коэффициента момента винта (табл. 11, Б).

Если значения  $K_2'$  из табл. 9 при расчетной частоте вращения  $\bar{n} = 1$  равны значениям  $K_2$  из табл. 10 при  $\lambda_p \text{ расч}$ , то расчет ходовых характеристик (при условии, что он является продолжением проектировочного расчета) можно выполнять по табл. 11, А для поступи  $\lambda_p \leq \lambda_p \text{ расч}$ , а при  $n = n_0$  — для поступи  $\lambda_p \geq \lambda_p \text{ расч}$ .

Для дизель-электрической передачи и гидropередачи от двигателя к винту расчет ходовых характеристик производят при постоянной мощности. Он сводится к решению уравнения (XV.8) относительно частоты вращения (см. табл. 11, В). При передаче мощности на валогенератор или другие механизмы в табл. 11, Б и В используют выражение (XV.9).

Таблица 10

Расчет динамических характеристик винта

$$\frac{H}{D} = \dots; \frac{H_1}{D} = \dots; \lambda_{p \text{ расч}} = \dots; S_1 \text{ расч} = \dots; t_{\text{расч}} = \dots; t_0 = \dots$$

Расчетные величины и формулы	Относительная поступь						
	0	$\lambda_{p1}$	$\lambda_{p2}$	...	$\lambda_{p \text{ расч}}$	...	$\lambda_{p \text{ max}}$
$K_1 = f\left(\lambda_p, \frac{H}{D}\right)$							
$K_2 = f\left(\lambda_p, \frac{H}{D}\right)$							
$s_1 = 1 - \frac{\lambda_p}{H_1/D}$							
$t = \frac{t_0}{s_1}$							
$K_e = K_1(1-t)$							

Таблица 11

Расчет ходовых характеристик

Расчетные величины и формулы	Относительная поступь					
	0	$\lambda_{p1}$	$\lambda_{p2}$	...	$\lambda_{p \text{ расч}}$	...

А. При работе двигателя по ограничительной характеристике

$$n = f(K_2)$$

$$N_e = f(n)$$

$$xP_e = xK_e \rho n^2 D^4$$

$$v = \frac{\lambda_p n D}{(1-\psi)}$$

Б. При постоянной частоте вращения двигателя  $n = n_0$

$$N_e = \frac{K_2 \rho n_0^3 D^5}{11,93 \eta_w \eta_r}$$

$$xP_e = xK_e \rho n_0^2 D^4$$

$$v = \frac{\lambda_p n_0 D}{(1-\psi)}$$

В. При постоянной мощности двигателя  $N_e = N_{e0}$

$$n = \sqrt[3]{\frac{11,93 N_{e0} \eta_w \eta_r}{\rho K_2 D^5}}$$

$$xP_e = xK_e \rho n^2 D^4$$

$$v = \frac{\lambda_p n D}{(1-\psi)}$$

Расчеты гребных винтов в направляющих насадках с помощью расчетных диаграмм комплекса винт—насадка выполняются аналогично и по тем же схемам. Надо только заменить величины  $P$ ,  $v_p$ ,  $\eta_p$ ,  $\lambda_p$ ,  $\psi$  и  $t$  для винта соответствующими величинами  $P_K$ ,  $v_e$ ,  $\eta_k$ ,  $\lambda_e$ ,  $\psi_f$  и  $t'$  для комплекса. Закон изменения коэффициента засасывания можно принять приближенно таким же, как и для открытых винтов, т. е. в выражении (XV.12) употребить вместо поступи винта поступь комплекса.

**Анализ ходовых характеристик.** Окончательное согласование всех трех частей пропульсивного комплекса проводят на графике ходовых характеристик (рис. 109, а). Для небуксирного судна на нем строят кривые сопротивления движению, а также зависимости полезной тяги  $xP_e$ , мощности двигателя и частоты вращения от скорости судна при

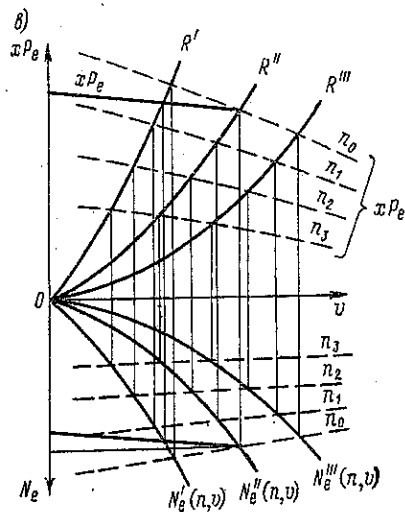
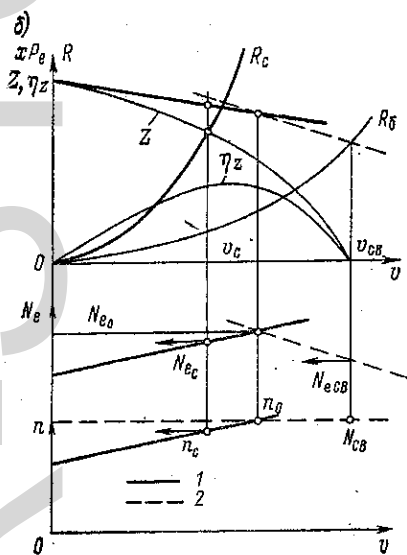
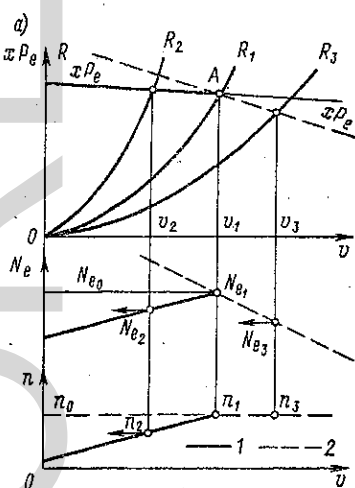


Рис. 109. График ходовых характеристик  $N_e$ ,  $n$  и  $xP_e$ :  
 а — винтового судна; б — винтового буксира; в — паспортная диаграмма  
 1 — при работе двигателя по ограничительной характеристике; 2 — по регуляторной.

различных режимах работы двигателя. Для  $xP_e$  и  $R$  выбирают одинаковый масштаб.

Анализируя полученные кривые, можно выявить характер их изменения. При увеличении относительной поступи коэффициенты

момента и упора уменьшаются, коэффициент засасывания винта растет, что вызывает снижение коэффициента полезной тяги. При постоянной частоте вращения двигателя увеличению относительной поступи соответствует увеличение скорости, при этом, однако, происходит снижение полезной тяги и мощности.

При работе двигателя по ограничительной характеристике увеличение поступи и одновременное снижение коэффициента момента винта приводит к росту оборотов и мощности. Скорость судна также будет возрастать. Полезная тяга при увеличении поступи уменьшается, но увеличение частоты вращения замедляет это снижение, по сравнению с изменением тяги при постоянных оборотах. В некоторых случаях при работе двигателей внутреннего сгорания с большой степенью наддува по круто падающей ограничительной характеристике полезная тяга может быть близка к постоянной или даже (с увеличением скорости) несколько возрастать.

Точки пересечения кривых  $xP_e = f(v)$ ,  $N_e = f(v)$  и  $n = f(v)$ , относящиеся к одной и той же скорости, располагаются на одной вертикали. По нижним участкам кривых каждого семейства необходимо провести ограничительные линии, которые и будут являться кривыми зависимости предельной мощности, частоты вращения и полезной тяги от скорости. До точки пересечения кривых (см. рис. 109, а) они идут по линиям, полученным при работе двигателя по ограничительной характеристике, а далее — по линиям для постоянных нормальных оборотов. Скорость судна определяют по точкам пересечения кривых  $xP_e = f(v)$  и  $R = f(v)$ , так как при этом соблюдается условие  $xP_e = R$ .

При рассмотрении совместной работы винта и двигателя можно выделить три случая взаимного расположения кривых сопротивления и эффективного упора.

Если кривая сопротивления  $R_1$  проходит через точку А пересечения кривых полезной тяги, соответствующих нормальным оборотам и мощности двигателя ( $N_{e1} = N_{e0}$ ,  $n_1 = n_0$ ), то винт согласован с двигателем и скорость  $v_1$  будет максимальной при заданных двигателе и режиме движения судна. Такой винт можно назвать согласованным.

Если кривая сопротивления  $R_2$  пересекает кривую тяги при скорости  $v_2 < v_1$ , то на участке кривой, соответствующем работе двигателя по ограничительной характеристике, частота вращения и мощность двигателя будут меньше нормальных ( $N_{e2} < N_{e0}$ ,  $n_{e2} < n_0$ ). В этом случае углы атаки профилей лопасти по сравнению с нормальными условиями работы винта (при  $v_1$ ) увеличиваются, вместе с ними увеличивается и гидродинамический момент сопротивления вращению винта. Этот момент перегружает двигатель, и последний не развивает нормальной частоты вращения и мощности. Если бы можно было уменьшить скорость и одновременно повернуть лопасть в сторону уменьшения шага (винт имел бы меньший шаг), то углы атаки профилей лопасти снова были бы нормальными. Следовательно, перегрузка двигателя вызвана слишком большим шаговым отношением для рассматриваемого режима движения. Винт для этого режима является



Таблица 12

## Расчет винтовой характеристики

Расчетные величины и формулы	Скорость судна				
	$v_1$	$v_2$	$v_3$	...	$v_{\max}$
$R = f(v)$ $v_p = v(1 - \psi)$ $P = \frac{l}{x} \frac{R}{(1 - t)}$ $a' = \sqrt{\frac{P}{\rho}}$ $K_d' = \frac{D v_p}{a'}$ $\lambda_p = f\left(K_d', \frac{H}{D}\right)$ $\eta_p = f\left(K_d', \frac{H}{D}\right)$ $n = \frac{v_p}{\lambda_p D}$ $N_e = \frac{P v_p}{75 \eta_p \eta_w \eta_r}$					

гидродинамически «тяжелым». Так как двигатель не развивает мощности, скорость оказывается меньше той, которая могла бы быть достигнута при этом режиме движения судна и установленном двигателе, если бы винт был согласованным.

Если двигатель не развивает номинальных оборотов, то винт «тяжел» и его следует заменить винтом с меньшим шаговым отношением. В противном случае может произойти, помимо снижения скорости, перегрев двигателя и уменьшение его моторесурса.

Если кривая сопротивления  $R_z$  пересекает кривую тяги при скоростях, больших  $v_1$  на участке, соответствующем режиму работы по регуляторной характеристике, то при нормальном числе оборотов снижается мощность двигателя ( $N_{e3} < N_{e0}$ ,  $n_3 = n_0$ ). Увеличение скорости по сравнению с  $v_1$  вызывает уменьшение углов атаки. Двигатель недогружен и при нормальных оборотах полную мощность не отдает. Шаговое отношение винта в этом случае мало, винт является «легким». При увеличении шагового отношения можно добиться увеличения скорости при том же двигателе и режиме движения судна.

В общем случае ходовые характеристики могут быть рассчитаны для ряда постоянных значений частоты вращения (см. табл. 11, Б). Построив кривые и рассчитав  $xP_e$  и  $N_e$  для различных оборо-

тов, можно, проектируя точки пересечения кривой сопротивления с кривыми тяги для ряда оборотов на соответствующие кривые мощности для этих же оборотов, получить винтовую характеристику в виде зависимости мощности двигателя от оборотов и скорости  $N_e = f(n, v)$ . На графике ходовых характеристик (паспортной диаграмме) в этом случае удобно иметь общую ось для  $v$  (рис. 109, в).

Винтовая характеристика может быть рассчитана и отдельно по схеме, представленной в табл. 12.

Для буксиров и толкачей на верхней части графика тяговых характеристик (рис. 109, б), помимо кривых  $xP_e = f(v)$ , строят кривые собственного сопротивления буксира  $R_6$  или толкача  $R_T$  и кривые силы тяги буксира  $Z = xP_e - R_6$  или силы толкания  $Z_T = xP_e - R_T$ . Точке пересечения кривых  $xP_e$  и  $R_6$  или  $R_T$  соответствует скорость движения буксира или толкача без состава  $v_{св}$ . Винты толкача или буксира рассчитываются на режим толкания или буксировки, поэтому при свободном ходе они оказываются «легкими».

Сняв с полученных кривых для ряда скоростей силу тяги и мощность, необходимо рассчитать буксировочный коэффициент по выражению (XV.7) и построить его кривую в верхней части графика.

#### § 61. Конструирование гребных винтов

**Построение исходного контура лопасти.** Для того чтобы заказать гребной винт, необходимо разработать его чертеж. Исходными данными являются геометрические характеристики винта: диаметр  $D$ , шаг  $H$  или закон распределения шага по радиусу  $H = f(r)$ , дисковое отношение  $\theta$ , число лопастей  $z$ , диаметр ступицы  $d_0$ . Кроме того, должны быть известны закономерности образования формы контура лопасти и профилирования, соответствующие расчетной диаграмме, использованной при проектировании винта.

Чертеж винта, его контуров, проекций и профилей лопасти строят по шести-семи сечениям лопасти различных относительных радиусов  $\bar{r} = \frac{r}{R_v}$  ( $R_v$  — радиус винта). Так как ГОСТ 8054—72 «Винты гребные металлические» предусматривает проверку элементов винта на сечениях с относительными радиусами от 0,3 или 0,4 до 0,9 или 0,95, они обязательно должны быть изображены на чертеже. Целесообразно показать и сечение для относительного радиуса 0,2, чтобы выявить характер примыкания лопасти к ступице; для построения контуров и проекций лопасти следует также принять  $\bar{r} = 1$ .

При разработке чертежа современного винта исходным контуром лопасти является спрямленный (см. § 37), форма контура может быть различной (см. табл. 5).

Для расчета саблевидного спрямленного контура определяют его максимальную ширину

$$b_m = \frac{\theta D}{\left(0,530 - 0,484 \frac{d_0}{D}\right) z} \quad (\text{XV.13})$$

В табл. 13 приведены значения ординат саблевидного контура в долях от  $b_m$  для входящей  $b_{вх}$  и выходящей  $b_{вых}$  частей контура (рис. 110), а также расстояния  $b_e$  от вертикальной оси контура до линии наибольших толщин в долях от ширины лопасти  $b = b_{вх} + b_{вых}$ . В этой же табл. 13 приведены ординаты усеченного и эллиптического контуров в долях от  $b_m$ . При этом  $b_m$  для усеченного контура находят по выражению (XV.13), а для эллиптического — по формуле

$$b_m = 2,14 \frac{\theta D}{z}. \quad (XV.14)$$

Так как оба эти контура симметричны,  $b_{вх} = b_{вых} = b_0$ , а ширина контура  $b = 2b_0$ .

При расчете водометных движителей по диаграммам испытаний изолированных винтов построение спрямленного контура проводят так же, как усеченного контура.

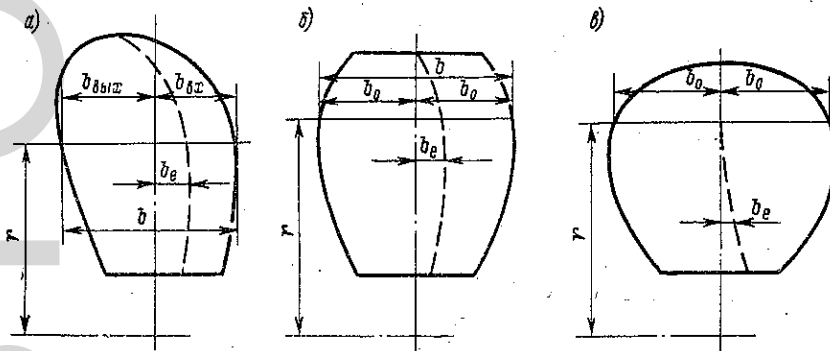


Рис. 110. Ординаты спрямленных контуров:  
а — саблевидный; б — усеченный; в — эллиптический

Рассчитанный спрямленный контур строят в качестве исходного на правой стороне чертежа винта или рабочего колеса водомета.

**Профилирование лопасти.** При профилировании лопасти необходимо выявить закономерность изменения ее толщины по радиусу и ширине. Диаграмму распределения наибольшей толщины лопасти по радиусу винта, называемую *медианальным сечением*, строят на чертеже винта относительно боковой проекции образующей, угол уклона которой относительно вертикальной оси проекции  $\nu_R$  приведен в табл. 5. В некоторых случаях в соответствии с условиями размещения винта относительно корпуса судна, особенно при работе винтов в насадке, могут быть сделаны отступления от угла уклона  $\nu_R$ , предусмотренного в серии.

Вторую сторону медианального сечения изображают также в виде прямой линии (рис. 111), для чего от точки пересечения образующей с осью винта вправо (в сторону поступательного перемещения винта) откладывают осевую толщину  $e_0$  (см. табл. 5).

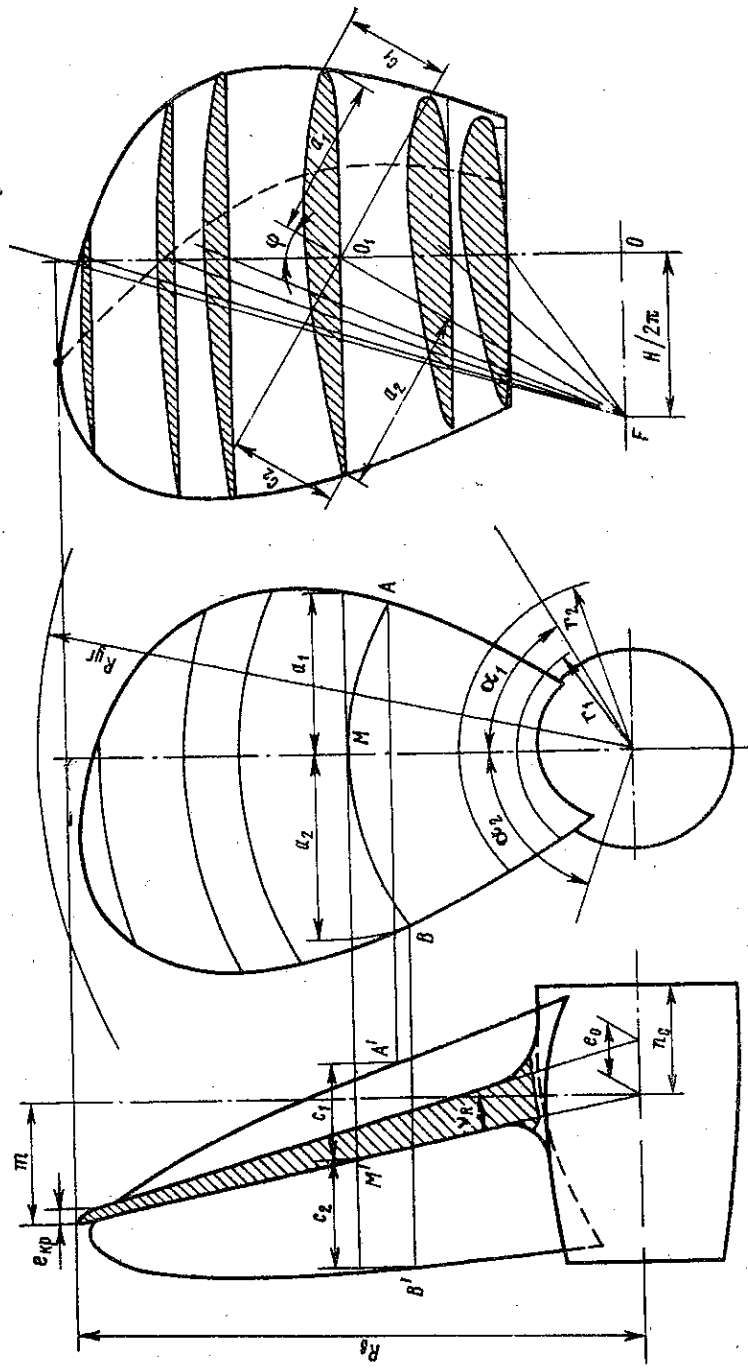


Рис. 111. Построение чертежа гребного винта

Толщина края лопасти

$$e_{кр} = aD(50 - D) \text{ мм}, \quad (\text{XV.15})$$

где  $a = 0,08$  для стальных винтов и  $a = 0,06$  для латунных винтов;  
 $D$  — диаметр, м.

Для изготовления, проверки и приемки винта необходимо иметь профили лопасти, получающиеся при ее пересечении концентричными цилиндрами. Необходимая для построения профилей ширина лопасти  $b$  берется со спрямленного контура для данного сечения, максималь-

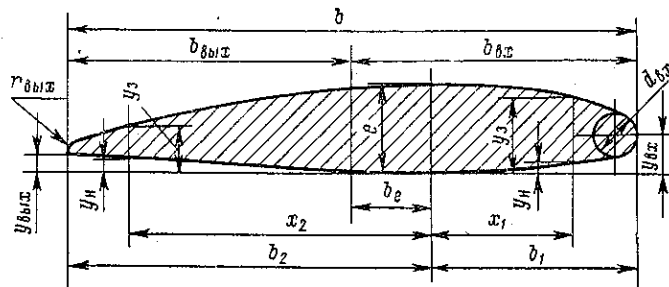


Рис. 112. Построение профиля лопасти

ная толщина  $e$  снимается с медианального сечения в направлении, параллельном оси винта, и откладывается на линии наибольших толщин. Образование профилей должно соответствовать закономерности, принятой в серии моделей, расчетные диаграммы которых использовались при определении элементов винта.

Таблица 13

Ординаты спрямленного контура лопасти гребных винтов

Ординаты контура	Значения $\bar{r} = \frac{r}{R_B}$						
	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,95	1,0
а) Саблевидный контур							
$b_{вх}/b_m$	0,469	0,526	0,576	0,514	0,414	0,124	—
$b_{вых}/b_m$	0,292	0,333	0,408	0,467	0,485	0,415	0,201
$b_e/b$	0,266	0,262	0,240	0,082	-0,018	-0,284	—
б) Усеченный контур							
$b_0/b_m$	0,360	0,383	0,428	0,464	0,470	0,459	0,454
$b_e/b_m$	0,100	0,109	0,125	0,110	0,083	0,045	0,030
в) Эллиптический контур							
$b_0/b_m$	0,265	0,343	0,456	0,500	0,489	0,356	0,144
$b_e/b_m$	0,080	0,047	0,013	0,002	0,000	0,000	0,000

Саблевидные и усеченные винты имеют аэродинамические профили, ординаты которых указаны в табл. 14. Линия наибольших толщин делит профиль на две части: входящую, шириной  $b_1$ , и выходящую, шириной  $b_2$  (рис. 112). Нижняя кромка профиля соответствует нагнетательной стороне лопасти, верхняя кромка — засасывающей. Ординаты кромок профилей ( $y_n$  и  $y_s$ ) (в процентах от максимальной толщины  $e$ ) приведены для абсцисс, имеющих расстояние  $b_1$ ;  $0,9 b_1$ ;  $0,6 b_1$ ;  $0,4 b_2$ ;  $0,8 b_2$ ;  $b_2$  от линии наибольшей толщины в сторону входящей и выходящей кромок. Для эллиптических винтов ординаты профилей представлены в табл. 15.

Входящая кромка профилей очерчивается по окружности диаметра  $d_{вх}$  с центром, поднятым на высоту  $y_{вх}$ , которая соответствует ординате профиля при  $x_1 = b_1$ . Для выходящей кромки характерно очертание по дуге радиуса  $r_{вых}$  с центром на нагнетательной поверхности профиля. Значения  $d_{вх}$  и  $r_{вых}$  приведены в табл. 16.

Таблица 14

Ординаты профилей винтов саблевидных и усеченных контуров

$\bar{r} = \frac{r}{R_v}$	Расстояние от места наибольшей толщины профиля $e$ , %:						
	до входящей кромки			0	до выходящей кромки		
	100	90	60		40	80	100
Засасывающая поверхность							
0,2	40,0	64,3	87,0	100	86,9	58,4	30,0
0,3	37,5	62,6	85,8	100	86,8	54,7	25,3
0,5	30,4	56,8	79,4	100	86,1	43,4	9,7
0,7	16,0	44,2	74,9	100	84,9	39,4	0,0
0,8	7,4	34,5	88,7	100	85,3	41,0	0,0
0,95	0,0	29,5	73,5	100	87,9	46,4	0,0
Нагнетательная поверхность							
0,2	40,0	20,3	5,9	0,0	5,5	18,2	30,0
0,3	37,5	16,5	4,6	0,0	1,7	12,2	25,3
0,5	30,4	8,5	0,0	0,0	0,0	1,8	9,7
0,7	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,8	7,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,95	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

**Построение нормальной и боковой проекций.** Ко всем сечениям лопасти проводят шаговые линии, составляющие с осью спрямленного контура шаговые углы (см. рис. 111). Для этого от оси винта в сторону выходящей кромки откладывается размер  $OF = \frac{H}{2\pi}$  и проводятся лучи  $O_1F$  для всех принятых радиусов.

Для построения нормальной проекции к каждому профилю лопасти проводят касательные, параллельные шаговой линии. Расстояния  $a_1$  и  $a_2$  между касательными и шаговой линией соответствуют длинам нормальных проекций входящей и выходящей частей лопасти (рис. 113, а). Эти размеры откладывают от оси нормальной проекции

Таблица 15

## Ординаты профилей винтов эллиптических контуров

$\bar{r} = \frac{r}{R_B}$	Расстояние от места наибольшей толщины профиля, %						
	до входящей кромки			0	до выходящей кромки		
	100	90	60		40	80	100
Засасывающая поверхность							
0,20	40,0	62,0	86,5	100	81,2	36,0	5,0
0,30	39,1	62,8	87,2	100	82,5	37,8	8,0
0,50	29,5	56,4	83,1	100	85,2	41,2	13,1
0,70	17,4	44,2	72,8	100	83,1	42,6	16,8
0,80	13,5	35,3	67,8	100	83,0	42,5	17,6
0,95	9,5	31,6	69,1	100	85,5	43,5	19,4
1,00	9,0	31,2	71,0	100	86,5	39,3	12,5
Нагнетательная поверхность							
0,20	40,0	20,0	6,2	0,0	0,0	0,0	0,0
0,30	39,1	16,6	2,3	0,0	0,0	0,2	3,3
0,50	29,5	9,4	0,0	0,0	0,0	0,7	6,0
0,70	17,4	0,5	0,0	0,0	0,0	2,5	7,1
0,80	13,5	0,0	0,0	0,0	0,0	2,7	8,8
0,95	9,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,00	9,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Таблица 16

## Диаметр закругления входящей кромки и радиус скругления выходящей кромки лопасти

Значения	Значения $\bar{r} = \frac{r}{R_B}$					
	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,95
$\frac{d_{вх}}{e}$	0,400	0,344	0,270	0,187	0,192	0,177
$\frac{r_{вых}}{e}$	0,136	0,125	0,120	0,142	0,158	0,190

по горизонтали, соответствующей каждому сечению, при этом у правого винта размер  $a_1$  для входящей части лопасти откладывается вправо. Далее, проведя из центра нормальной проекции дуги с радиусами  $r_1$ ,  $r_2$  и т. д., необходимо отложить на них размеры  $a_1$  и  $a_2$ , измерив малым раствором циркуля либо применив приближенный способ нанесения дуг заданной длины (рис. 113, б). Отступив от оси проекции на расстояние  $\frac{a_1}{4}$  (или  $\frac{a_2}{4}$ ), надо из полученной точки радиусом  $\frac{3}{4} a_1$  (или  $\frac{3}{4} a_2$ ) сделать засечку на дуге нормальной проекции. Длина полученной дуги будет с достаточной степенью точности равна  $a_1$  или  $a_2$ .

Чтобы построить боковую проекцию, проводят касательные к профилям, перпендикулярные шаговым линиям. Расстояния  $C_1$  и  $C_2$  между ними и перпендикуляром, восстановленным к шаговой линии в точке ее пересечения с осью спрямленного контура, представляют собой осевые длины лопасти на каждом радиусе (см. рис. 113, а). Их откладывают вправо и влево от боковой проекции образующей на рассматриваемом радиусе, при этом вправо откладывают осевую длину входящей части лопасти (см. рис. 111). Через концы отложенных отрезков  $C_1$  и  $C_2$  проводят вертикальные линии, и на них горизонталями переносят точки нормальной проекции. Полученные точки  $A'$  и  $B'$  принадлежат контуру боковой проекции.

Горизонтальная проекция, необходимая для винтов с отъемными и поворотными лопастями, может быть построена по точкам нормальной и боковой проекции в соответствии с обычными правилами проекционного черчения.

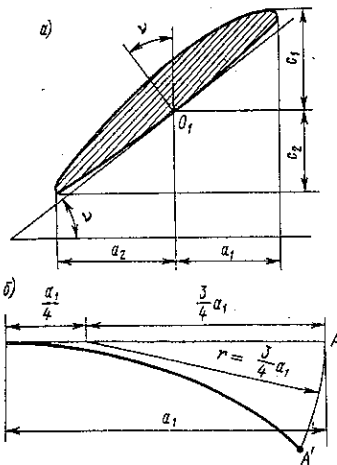


Рис. 113. К построению проекций лопасти

**Конструирование гребных винтов.** На чертеже винта должна быть представлена конструкция ступицы, характеризующая ее форму, крепление винта на валу, крепление обтекателя к ступице. Расчетный диаметр ступицы располагается в плоскости, перпендикулярной оси и проходящей через центр боковой проекции. Необходимо выдерживать соотношение между диаметром ступицы и диаметром гребного вала  $d_0 = (1,8 \div 2,0) d_s$  (рис. 114). Вследствие этого диаметр ступицы может оказаться больше значения, соответствующего расчетной диаграмме. Кроме того, диаметр ступицы должен быть таким, чтобы минимальная ее толщина была не

менее 0,9 толщины корневого сечения лопасти. Длину ступицы выбирают из условия размещения на ней корневого сечения лопасти с запасом 5—10%.

Наружный обвод ступицы должен быть согласован с размерами и формой тел, расположенных впереди и позади нее так, чтобы получился хорошо обтекаемый комплекс. Перед ступицей чаще всего проходит кронштейн гребного вала, с которым должна быть согласована форма передней части ступицы и диаметр переднего ее торца. В соответствии с этим передняя часть ступицы может быть конической, расширяющейся или сужающейся вперед, цилиндрической. Наружный обвод ступицы от плоскости действия винта до кормового торца должен быть согласован с формой обтекателя. Длина обтекателя составляет  $l_{об} = (0,14 \div 0,17) D$ ; он заканчивается сферой, радиус которой  $r_{об} = (0,05 \div 0,10) d_0$ .

Обтекатель крепится к ступице шпильками, при этом для лучшей герметичности на торце обтекателя может быть буртик, входящий



В проточку торца ступицы. Иногда обтекатель выполняется комбинированным вместе с гайкой, наворачиваемой на конец гребного вала для передачи на корпус судна упора заднего хода (рис. 115, а). Упор переднего хода передается на вал через его коническую часть, при этом конусность вала и ступицы при шпоночном соединении между ними чаще всего составляет  $1/15$ . Для облегчения пригонки и посадки ступицы на конической ее части делается полость или рецесс, так называемое обнижение.

При бесшпоночном соединении (рис. 115, б) применяется гидропрессовая посадка. В теле ступицы делается проточка, в которую подается масло под большим давлением между поверхностями ступицы и вала. После получения ступицей деформаций винт надвигается домкратом на вал и давление масла снимается. Винт садится на вал с натягом.

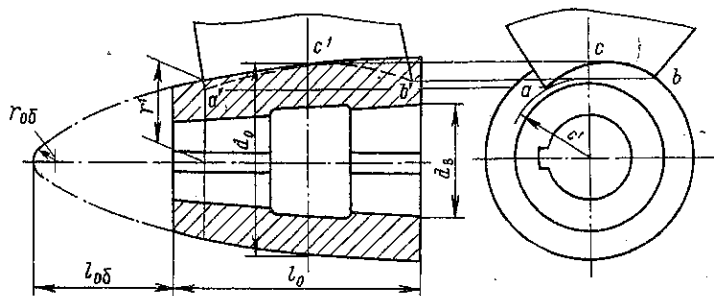


Рис. 114. Конструкция ступицы

тягом, получается плотное соединение, облегчающее посадку и снятие винта; конусность при бесшпоночном соединении может быть меньше, чем при шпоночном.

На боковой и нормальной проекциях ступицы по трем точкам строят линию примыкания лопасти (см. рис. 114). Одной из них является точка пересечения образующей с ободом ступицы на боковой проекции  $c'$ , которую переносят горизонтальной линией на вертикальную ось нормальной проекции (точка  $c$ ). Для получения примыкания выходящей кромки на боковой проекции выбирают ориентировочное ее положение  $a'$ , измеряют радиус ступицы  $r'$  в этой плоскости и проводят этим радиусом окружность на нормальной проекции. Продолжив нормальную проекцию выходящей кромки до этой окружности и получив точку  $a$ , нужно откорректировать ее положение так, чтобы точки  $a$  и  $a'$  лежали на одной горизонтали. Проекция примыкания входящей кромки строят аналогично.

Выбор материала винта, а также технические требования к обработке; проверке и приемке винтов обусловлены ГОСТ 8054—72. В соответствии с требованиями ГОСТ гребные винты делятся на четыре класса: особый, высший, средний и обычный, при этом к высшему классу относятся винты озерных и речных судов, имеющих скорость более 27 км/ч. Для винтов высшего класса применяется латунь и нержавеющая сталь, а для обычного класса — нержавеющая и углеродистая сталь, высокопрочный чугуны.

Наилучшим материалом для гребных винтов с точки зрения воспроизводства их геометрии, а также чистоты поверхности, прочности и стойкости против коррозии является латунь. Углеродистая сталь, широко распространенная в настоящее время, дает усадку, что может вызвать нарушение геометрии винта, а также затрудняет получение необходимой чистоты поверхности. Недостатком чугуна являются его довольно низкие механические свойства, поэтому при изготовлении винтов приходится увеличивать толщину лопастей, что снижает

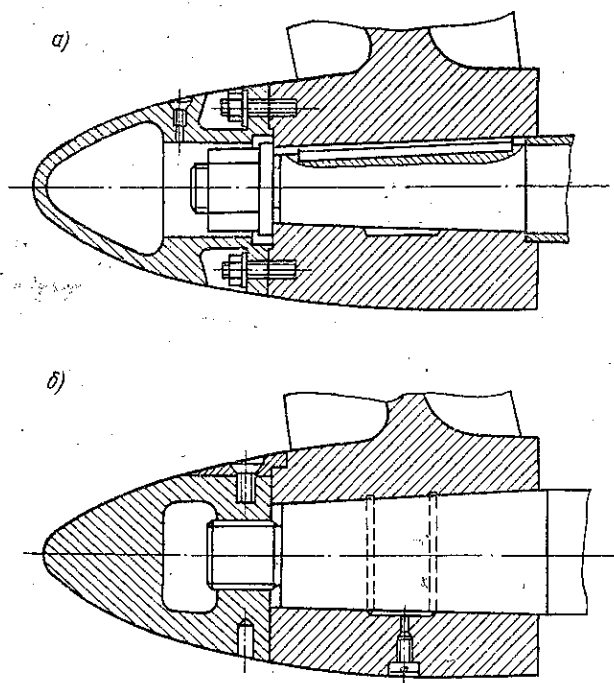


Рис. 115. Крепление винта на валу:  
а — шпоночное соединение; б — бесшпоночное

к. п. д. Винты небольших размеров делают из синтетических материалов: термопластиков и стеклопластиков.

Вес винта можно рассчитать по приближенной формуле

$$G_{\text{в}} = (1,4 + 15,3D) \theta F_p \gamma + 600\gamma (d_0^2 - d_{\text{к}}^2) l_0.$$

где  $\gamma$  — удельный вес материала винта;  $F_p$  — площадь диска винта;  $d_0$  и  $l_0$  — диаметр и длина ступицы, м;  $d_{\text{к}}$  — средний диаметр конусного отверстия в ступице, м.

**Размеры приспособлений для изготовления винта.** ГОСТ 8054—72 регламентирует допустимые отклонения по шагу, взаимному расположению лопастей, толщине сечений, а также чистоте поверхности.

Важное значение для получения необходимой точности элементов винта имеют правильно спроектированные приспособления для изготовления винта, согласованные с технологическим процессом его изготовления, особенно формовки. Формовку винта чаще всего производят по моделям, однако довольно часто ее осуществляют и по скелетонам, например при изготовлении малых серий винтов.

Гребной винт при отливке располагается нагнетательной поверхностью вниз. Поэтому необходимо создать для нее винтовую поверхность с расчетным шагом и формой образующей — формовочную горку. Для ее получения на формовочной площадке устанавливают формовочные угольники, которые являются направляющими винтовой поверхности. В центре площадки крепится ось, по которой перемещается и одновременно поворачивается формовочная рейка, воспроизводящая образующую. Рейка снимает лишнюю формовочную землю и формирует необходимую винтовую поверхность с расчетным шагом. Шипы, имеющиеся на рейке, прочерчивают на горке винтовые линии, на которые ставят скелетоны — шаблоны сечений лопасти. Промежутки между скелетонами заполняют землей, получаются ложные лопасти (рис. 116). Затем устанавливают форму ступицы и отформовывают верхнюю часть формы для отливки винта. После этого ложные лопасти и ступицу удаляют, форму собирают вновь и производят заливку.

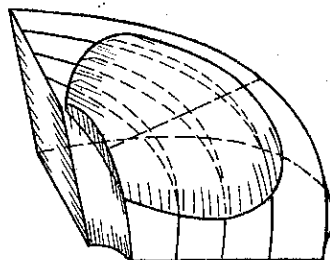


Рис. 116. Формовка лопасти винта

Для определения размеров формовочного угольника на нормальную проекцию винта наносят линию его установки, радиус которой назначают с учетом зазора на замок верхней и нижней формы  $R_{\text{уг}} = R + (50 \div 100)$  мм.

На чертеже нормальной проекции (см. рис. 111) проводят ограничительные линии формовочной горки с соблюдением зазора между ними и наружными кромками лопастей (не менее 50 мм в натуре). После этого измеряют углы  $\alpha_1^0$  и  $\alpha_2^0$  от вертикальной оси проекции до входящей и выходящей кромок горки. Длина формовочного угольника

$$L_{\text{уг}} = 2\pi R_{\text{уг}} \frac{(\alpha_1^0 + \alpha_2^0)}{360^\circ}. \quad (\text{XV.16})$$

Высота формовочного угольника

$$h_{\text{уг}} = H \frac{(\alpha_1^0 + \alpha_2^0)}{360^\circ}. \quad (\text{XV.17})$$

Если  $(\alpha_1^0 + \alpha_2^0) > \frac{360^\circ}{z}$ , то необходимо применять свес горки, для чего часть угольника срезается до размера горизонтального катета  $\frac{2\pi R_{\text{уг}}}{z}$  (рис. 117, а).

Комплекты угольников для формовки правого и левого винтов имеют одинаковые размеры, но изгибаются по-разному. Угольник правого винта должен быть изогнут так, чтобы его гипотенуза соответствовала правой винтовой линии. Так, угольник, изображенный на рис. 117, а для правого винта изгибается выпуклостью (средней своей частью) вверх (или «на себя»), для левого винта — вниз («от себя»).

Если образующая лопасти перпендикулярна оси, то формовочная рейка прямолинейна, в противном случае рейка должна воспроизводить угол уклона и форму образующей. Рейка должна быть несколько больше радиуса линии установки формовочного угольника (рис. 117, б).

Для определения высоты установки формы ступицы над формовочной площадкой необходимо рассмотреть мгновенное положение формовочной рейки после поворота ее на угол  $\alpha_1^0$  от входящей кромки формовочной горки. Точку А касания рейкой угольника можно определить, отложив от его вертикального катета размер

$$L_1 = 2\pi R_{\text{уг}} \frac{\alpha_1^0}{360^\circ}$$

Точка пересечения образующей с осью винта О будет находиться выше точки А на высоту рейки  $m_R$ , измеренную в плоскости касания ею угольника,  $m_R = R_{\text{уг}} \text{tg } \nu_R$ .

Чтобы найти высоту установки формы ступицы  $h_{\text{ст}}$ , достаточно ориентировать относительно точки О передний торец ступицы, воспользовавшись для

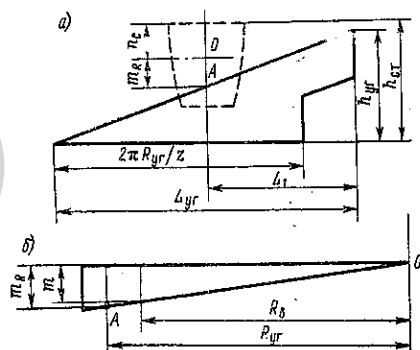


Рис. 117. К определению высоты положения формы ступицы:  
а — угольник; б — рейка

этого чертежом боковой проекции. Как видно из рис. 117, а,

$$h_{\text{ст}} = H \frac{\alpha_2^0}{360^\circ} + m_R + n_c, \quad (\text{XV.18})$$

где  $n_c$  — расстояние от оси боковой проекции до переднего торца ступицы (см. рис. 111).

Скелетоны изготавливают по профилям винтовых сечений с припуском на усадку и обработку. Их необходимо изогнуть по цилиндрическим поверхностям соответствующих радиусов, вокруг осей  $O_1F$  (см. рис. 111). Для обработки и проверки винта изготавливают комплекты проверочных шаблонов: продольный шаблон, который соответствует сечению лопасти плоскостью, совпадающей с осью нормальной проекции; кромочные шаблоны — для входящей и выходящей частей профилей лопасти; иногда шаблоны засасывающей и нагнетательной сторон профилей, особенно при большой их кривизне. В соответствии с этим на чертеже винта должны быть поставлены точные размеры профилей лопасти.

Все винты после обработки должны быть статически уравновешены так, чтобы ЦТ винта располагался на его оси. Балансировка винта

проводится установкой его ступицы на оправку, которая укладывается на плоские параллельные призмы («ножи»). Отбалансированный винт должен находиться в состоянии безразличного равновесия.

После изготовления винта проверяют его геометрические элементы и их отклонения в соответствии с ГОСТ. Измеряют радиус винта, длину и толщину лопастей, их относительное расположение. Особенно тщательно определяют шаг. Контроль шага проводят в сечениях относительных радиусов 0,3 (0,4)—0,9 (0,95). Шаг сечения измеряют на ее нагнетательной поверхности в точках, указанных в ГОСТ 8054—72.

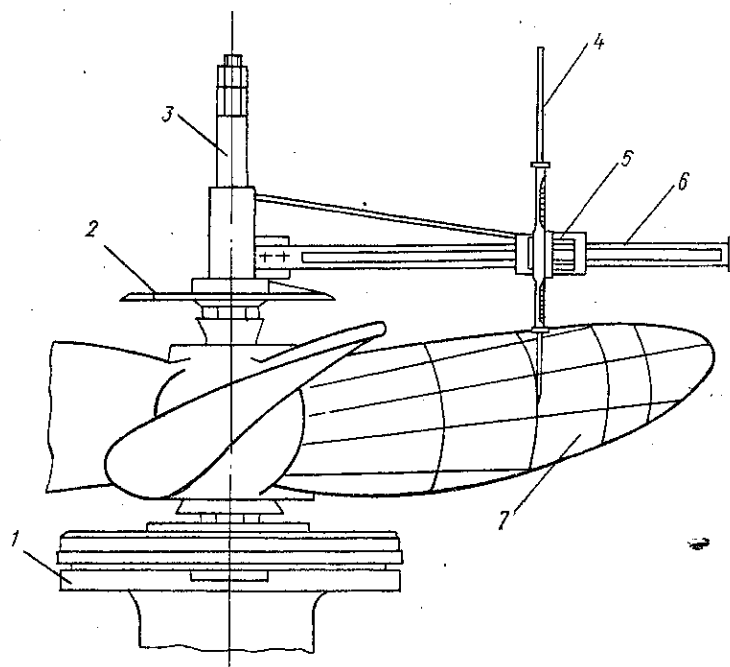


Рис. 118. Координатный шагомер

1 — плита; 2 — лимб; 3 — шпindel; 4 — игла; 5 — рамка с нониусом; 6 — горизонтальная линейка; 7 — гребной винт

В каждой точке определяют местный шаг  $H_m$ , а затем вычисляют его средние величины для сечения, всей лопасти и всего винта.

Шаг может быть найден с помощью специальных приборов—шагомеров (рис. 118), принцип действия которых заключается в одновременном измерении центрального угла  $\alpha_m^0$  между какими-либо двумя точками винтовой линии и подъема этой линии  $h_m = h_1 - h_2$ . Установка иглы шагомера на заданном радиусе сечения фиксируется на горизонтальной линейке, отсчет угла  $\alpha_m^0$  проводится по лимбу шпинделя, а координат точек  $h_1$  и  $h_2$  — по шкале иглы. Шаг

$$H_m = \frac{360^\circ}{\alpha_m^0} h_m. \quad (\text{XV.19})$$

Такой способ измерения называют координатным, а шагомеры, применяемые для него, координатными шагомерами.

Шаг широколопастных винтов измеряется специальными шагомерами с самописцем, который воспроизводит винтовые линии нагнетательной поверхностей лопасти. На ленту барабана такого шагомера наносят теоретические винтовые линии для обеих поверхностей, с которыми затем сравнивают фактические, измеренные у винта. Это позволяет осуществлять контроль, разметку, дефектацию, а также снятие чертежа винта с натуры.

## Г. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И КАЧКА

### Глава XVI

#### УПРАВЛЯЕМОСТЬ СУДОВ

##### § 62. Общие понятия об управляемости судов

**Классификация средств управления судном.** Все суда или составы должны обладать управляемостью, т. е. способностью сохранять или изменять направление движения в соответствии с требованиями судоводителя. Для обеспечения этого все суда оборудуют рулевыми устройствами или иными средствами управления (см. § 1). Их основными элементами являются средства управления, предназначенные для создания поперечной силы, которая, будучи направлена по нормали к ДП судна, способствует либо сохранению заданной траектории движения либо ее изменению.

Средства управления судном (составом) делятся на главные и вспомогательные. Первые из них предназначены в основном для обеспечения управляемости при достаточно высоких скоростях движения судна, а вторые — только для улучшения его управляемости при предельно малых скоростях или при отсутствии хода.

Одним из наиболее распространенных главных средств управления является **судовой руль**, который представляет собой вертикальное крыло малого удлинения с симметричным аэродинамическим профилем сечений. **Перо руля** (см. рис. 78, а) имеет прямоугольную, трапециевидную или более сложную лекальную форму и может поворачиваться на баллере относительно нейтрального или прямого положения (обычно параллельно ДП судна). К главным средствам управления винтовыми судами, особенно при плавании по внутренним водным путям, также относятся **кольцевые поворотные насадки**. Они заменяют рули и крепятся на баллере, ось которого пересекается с осью гребного винта в плоскости его диска (см. рис. 79, б).

Мелкосидящие речные суда с осевыми водометами обычно оборудуют специальными **реверс-рулевыми устрой-**

ствами (РРУ). Они могут иметь различную конструкцию (см. рис. 100), которая в основном определяется расположением струи движителя относительно поверхности воды. Основными частями любого из этих устройств являются балансирующие рули или коробчатые поворотные насадки, а также каналы и створки заднего хода, расположенные за выходным сечением водометной трубы и позволяющие изменять направление струи движителя на противоположное.

В качестве вспомогательного средства управления на крупных морских и озерных судах, в том числе и на судах внутреннего плавания, часто применяют подруливающие устройства (ПУ). Их обычно размещают в носовой оконечности корпуса, а иногда и в кормовой. Эти устройства представляют собой гидравлические ме-

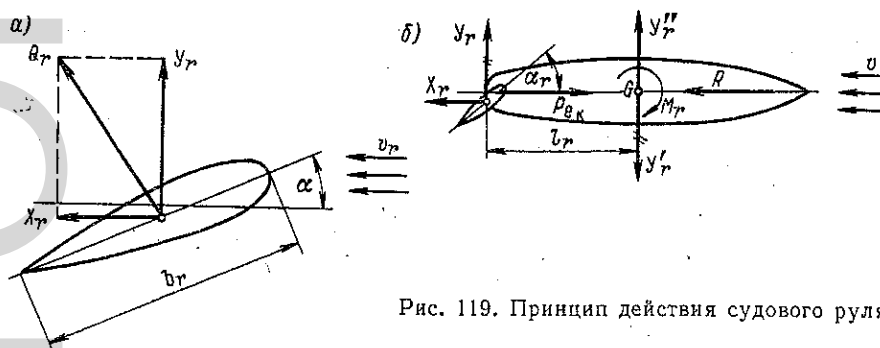


Рис. 119. Принцип действия судового руля

ханизмы (например, реверсивный насос или движитель), расположенные в водопроточном канале, который проходит внутри корпуса судна от борта до борта. Такой механизм, работая от электромоторов, создает полезную тягу, направленную обычно по нормали к ДП судна. Подруливающие устройства относятся к средствам активного управления (САУ), которые создают боковую силу, действующую на судно и при отсутствии хода.

**Параметры криволинейного движения судна.** Для поворота судна, движущегося с заданной скоростью  $v$  на прямом курсе, необходимо отклонить руль от нейтрального положения на некоторый угол перекадки  $\alpha_r$ . Тогда перо отклоненного руля будет обтекаться подобно глубокопогруженному несущему крылу (см. § 38), на которое набегают поток жидкости со скоростью  $v_r$  (в обратном движении) под углом атаки  $\alpha$  (рис. 119, а). На отклоненном руле возникает гидродинамическая сила  $Q_r$ , которую, как и для крыла, обтекаемого под углом атаки, можно разложить на поперечную и продольную составляющие  $Y_r$  и  $X_r$ . Составляющая  $Y_r$  (подъемная сила) одновременно является и поперечной силой руля, направленной по нормали к ДП судна, а составляющая  $X_r$  представляет собой лобовое сопротивление руля, которое имеет в основном вязкостную природу.

Влияние перекадки руля на судно, которое по инерции еще продолжает двигаться на прямом курсе со скоростью  $v$ , показано схема-

тически на рис. 119, б. Можно видеть, что момент  $M_r = Y_r l_r$ , создаваемый парой сил  $Y_r$  и  $Y'_r = -Y_r$ , вызывает поворот судна вокруг вертикальной оси, проходящей через ЦТ  $G$ . Сила  $Y'_r = Y_r$ , действующая по нормали к ДП судна, приводит к возникновению его бокового дрейфа, а сила  $X_r$  — к увеличению буксировочного сопротивления  $R$  по сравнению с той же величиной на прямом курсе (см. § 30).

Поворот судна вокруг вертикальной оси и боковой дрейф, возникающие при перекладке руля на борт, сопровождаются в общем случае изменением посадки судна на ходу (углов крена и дифферента, средней осадки). Однако сравнительно малое изменение посадки прак-

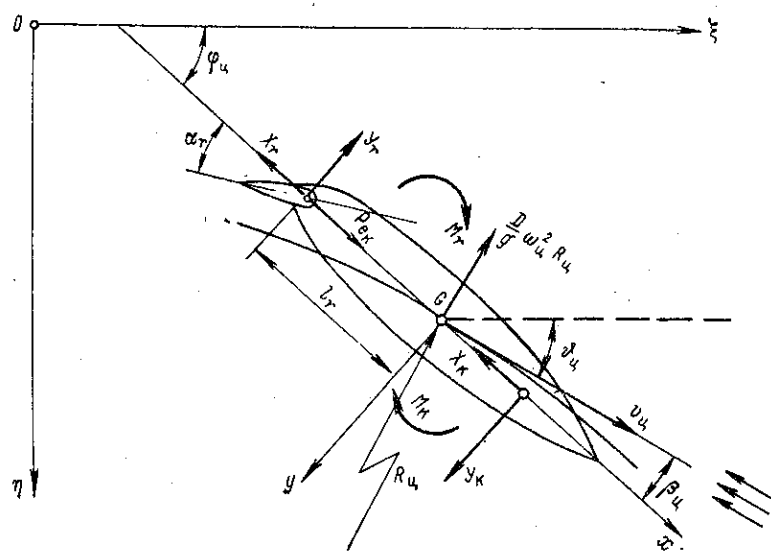


Рис. 120. Криволинейное движение судна с отклоненным рулем

тически не влияет на управляемость судов с умеренными скоростями, соответствующими числам Фруда  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \leq 0,30$  (для прямого курса). Следовательно, в данном случае можно считать, что движение судна при перекладке руля на некоторый угол  $\alpha_r = \text{const}$  ( $\alpha_r > 0$  на правый борт) будет происходить только в плоскости, совпадающей со спокойной поверхностью воды (рис. 120). Составляющими такого движения являются поступательное перемещение ЦТ судна  $G$  со скоростью  $v_u$ , направленной по касательной к криволинейной траектории с мгновенным радиусом кривизны  $R_u$ , и вращение судна с угловой скоростью  $\omega_u$  вокруг вертикальной оси, проходящей через его ЦТ.

Для изучения плоского криволинейного движения судна обычно вводятся две системы координат  $O\xi\eta$  и  $Gx_ky_k$ . Первая из них ( $O\xi\eta$ ) считается неподвижной в пространстве, ее начало  $O$  — совпадающим



с ЦТ судна в некоторый момент времени  $t = t_0$ , предшествующий перекладке руля, а оси  $O\xi$  и  $O\eta$  — направленными соответственно в сторону прямого курса и правого борта судна. Вторая система координат связана с движущимся судном и имеет начало в его ЦТ, а оси  $Gx$  и  $Gy$  направлены, как показано на рис. 120.

Положение судна относительно неподвижной системы координат  $O\xi\eta$  можно характеризовать углом курса  $\varphi_{ц}$ , или курсовым углом, образуемым ДП судна (осью  $Gx$ ) при криволинейном движении и осью  $O\xi$ . Направление движения ЦТ судна в этой системе координат определяется углом скорости  $\theta_{ц}$  (или углом траектории), который измеряется, как показано на рис. 120. В качестве параметров, характеризующих кинематику движения судна, которую удобно рассматривать в связанной с ним системе координат  $Gxy$ , можно принимать время  $t$ , проекции  $v_x$  и  $v_y$  скорости поступательного перемещения ЦТ судна  $v_{ц}$  и угловую скорость вращения  $\omega_{ц}$ . Для этой же цели удобно использовать угол дрейфа  $\beta_{ц}$ , измеренный у ЦТ судна между направлением его скорости  $v_{ц}$  и ДП корпуса.

Из сказанного выше следует, что криволинейное движение судна с рулем, отклоненным от прямого положения, характеризуется шестью параметрами:  $\alpha_r$ ,  $v_{ц}$ ,  $\omega_{ц}$ ,  $\varphi_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$  и  $\theta_{ц}$ . Однако не все они являются независимыми. В частности, углы  $\varphi_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$  и  $\theta_{ц}$  (см. рис. 120) связаны соотношением

$$\varphi_{ц} = \beta_{ц} + \theta_{ц}. \quad (\text{XVI.1})$$

Тогда угловая скорость судна

$$\omega_{ц} = \frac{d\varphi_{ц}}{dt} = \frac{d\beta_{ц}}{dt} + \frac{d\theta_{ц}}{dt}. \quad (\text{XVI.2})$$

Параметры вращения судна и поступательного перемещения его ЦТ также зависят друг от друга. Поскольку длина любого элементарного участка криволинейной траектории  $s_{ц} \approx R_{ц} d\theta_{ц}$  (см. рис. 120), то скорость

$$v_{ц} = \frac{ds_{ц}}{dt} \approx R_{ц} \frac{d\theta_{ц}}{dt},$$

откуда

$$\frac{d\theta_{ц}}{dt} = \frac{v_{ц}}{R_{ц}}. \quad (\text{XVI.3})$$

После замены производной  $\frac{d\theta_{ц}}{dt}$  в уравнении (XVI.2) ее значением из выражения (XVI.3) получим

$$\omega_{ц} = \frac{d\beta_{ц}}{dt} + \frac{v_{ц}}{R_{ц}}. \quad (\text{XVI.4})$$

Приведенные выше формулы показывают, что независимыми параметрами криволинейного движения судна с отклоненным рулем являются лишь три из них:  $\alpha_r$ ,  $v_{ц}$  и  $\omega_{ц}$  (или  $\varphi_{ц}$ ). При этом значения  $v_{ц}$  и  $\omega_{ц}$  удобно связать друг с другом соотношением

$$\bar{\omega}_{ц} = \frac{\omega_{ц} L}{v_{ц}}, \quad (\text{XVI.5})$$

определяющим безразмерную угловую скорость вращения судна, имеющего заданную длину  $L$  по ватерлинии. Из полученных формул также следует, что в отличие от ходкости (см. § 21), при изучении управляемости в общем случае приходится рассматривать неустановившееся движение судов, параметры которого являются функциями времени.

**Классификация действующих сил и моментов.** Для того чтобы упростить исследование криволинейного движения судна, разделяют действующие на него силы, имеющие различную природу, на соответствующие группы. Эти силы (и их моменты) обычно рассматривают в системе координат, связанной с судном, и могут быть разделены следующим образом [5, 7]:

1) силы инерции самого судна, движущегося с ускорениями по криволинейной траектории, а также гидродинамические силы, возникающие на смоченной поверхности корпуса и обусловленные инерционными свойствами окружающей его жидкости, частицы которой приобретают ускорения, убывающие по мере удаления от судна;

2) гидродинамические силы неинерционной природы, действие которых на смоченную поверхность корпуса вызвано влиянием вязкости жидкости;

3) силы, которые создаются движительно-рулевым комплексом при работе около корпуса судна и считаются независимыми от инерционных свойств жидкости;

4) аэродинамические силы, имеющие в основном вязкостную природу и распределенные по надводной поверхности судна.

Силы инерции судна определяют в данном случае так же, как и для любого твердого тела, движущегося с ускорениями по криволинейной траектории. Так, составляющие силы инерции и ее момент относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна, получаются в виде (см. рис. 120)

$$\left. \begin{aligned} X_{\text{и}} &= -\frac{D}{g} \left( \frac{dv_x}{dt} + \omega_{\text{ц}}^2 R_{\text{ц}} \sin \beta_{\text{ц}} \right); \\ Y_{\text{и}} &= -\frac{D}{g} \left( \frac{dv_y}{dt} + \omega_{\text{ц}}^2 R_{\text{ц}} \cos \beta_{\text{ц}} \right); \\ M_{\text{и}} &= -I_z \frac{d\omega_{\text{ц}}}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XVI.6})$$

Здесь  $\frac{D}{g}$  и  $I_z = \frac{D}{g} r_z^2$  — масса судна, имеющего водоизмещение  $D$ , и ее момент инерции относительно упомянутой оси (где  $r_z$  — соответствующий радиус инерции);  $\frac{dv_x}{dt}$  и  $\frac{dv_y}{dt}$  — составляющие линейного ускорения ЦТ судна вдоль осей  $Gx$  и  $Gy$  (причем  $v_x = v_{\text{ц}} \cos \beta_{\text{ц}}$ ;  $v_y = -v_{\text{ц}} \sin \beta_{\text{ц}}$ );  $\omega_{\text{ц}}^2 R_{\text{ц}} \sin \beta_{\text{ц}}$  и  $\omega_{\text{ц}}^2 R_{\text{ц}} \cos \beta_{\text{ц}}$  — проекции центробежного ускорения на те же оси (в выражении центробежной силы инерции  $\frac{D}{g} \omega_{\text{ц}}^2 R_{\text{ц}}$ );  $\frac{d\omega_{\text{ц}}}{dt} = \frac{d^2\varphi_{\text{ц}}}{dt^2}$  — угловое ускорение судна при вращении вокруг вертикальной оси.

Для судов с умеренными скоростями ( $Fr \leq 0,30$ ) можно пренебречь влиянием волнообразования на инерционные и вязкостные составляющие гидродинамических сил. Это позволяет определять рассматриваемые силы в предположении, что корпус судна, дублированный относительно плоскости ватерлинии, или подобное по форме тело движется в безграничной жидкости (см. § 21).

Гидродинамические силы и момент инерционной природы  $X'_и$ ,  $Y'_и$ ,  $M'_и$  обычно вычисляют по формулам, полученным для случая движения тела с ускорениями в идеальной безграничной жидкости и содержащим некоторые коэффициенты пропорциональности (например,  $\lambda_x$ ). Эти коэффициенты, имеющие размерность массы (или статического момента и момента инерции), называют присоединенными массами и жидкости, или присоединенными моментами. Они позволяют косвенно учесть кинетическую энергию, которую приобретает окружающая жидкость от движущегося в ней тела. Если тело симметрично относительно плоскостей  $Gxz$  и  $Gyz$ , то, например, составляющую  $X'_и$  можно представить в виде

$$X'_и = -\lambda_x \frac{dv_x}{dt}. \quad (\text{XVI.7})$$

Гидродинамические силы и момент вязкостной природы  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $M_k$ , действующие на судно при криволинейном движении, определяют по материалам испытаний дублированных моделей подводной части корпуса. Чтобы упростить моделирование, эти силы и момент удобно разделить на позиционные и вращательные составляющие, т. е.  $X_k = X_{k\beta} + X_{k\omega}$  и т. д. Первые из них обусловлены поступательным перемещением судна (или модели) со скоростью  $v_{ц}$  под углом атаки  $\alpha = \beta_{ц}$  подобно крылу с малым относительным удлинением  $\frac{T}{L}$ , а вторые — вращением корпуса вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega_{ц}$ . При обработке полученных таким образом экспериментальных данных используют формулы общего вида (см. также § 22). Так, например,

$$\left. \begin{aligned} Y_k &= (C_{y\beta} + C_{y\omega}) \frac{\rho v_{ц}^2}{2} S_{дп}; \\ M_k &= (C_{m\beta} + C_{m\omega}) \frac{\rho v_{ц}^2}{2} S_{дп} L, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XVI.8})$$

где  $C_{y\beta}$ ,  $C_{m\beta}$  и  $C_{y\omega}$ ,  $C_{m\omega}$  — коэффициенты позиционных и вращательных составляющих поперечной силы и ее момента;  $S_{дп}$  — погруженная часть площади ДП судна (причем  $S_{дп} = \kappa_{дп} LT$ , а  $\kappa_{дп}$  — коэффициент полноты этой площади).

Составляющие  $X_r$  и  $Y_r$  силы, возникающей при отклонении изолированного руля, определяют так же, как и для крыла (см. § 38), а момент относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна, принимается равным  $M_r = Y_r l_r \approx Y_r \frac{L}{2}$ . Влияние корпуса судна

и движительного комплекса на гидродинамические характеристики руля приближенно учитывается некоторым уменьшением его угла атаки по сравнению с углом перекадки, т. е. введением значения  $\alpha'_r < \alpha_r$ . Это обусловлено наличием угла дрейфа в корме судна и появлением угла скоса потока от вращения корпуса и работы гребных винтов. Скорость потока жидкости  $u_r$ , набегающего на руль, принимается с учетом влияния попутного потока в корме судна и вызванных скоростей в струе винта (см. § 44 и 39). Полезная тяга  $P_{eк}$ , развиваемая движительным комплексом, обычно определяется так же, как и при оценке ходкости судна (см. § 34).

Аэродинамические силы и момент ( $X_a, Y_a, M_a$ ) вводятся только при исследовании управляемости быстроходных судов ( $Fr > 0,30$ ) или в случае действия ветра на судно (см. § 30).

Перечисленные силы (и их моменты) входят в дифференциальные уравнения плоского криволинейного движения судна, которые обычно принимаются в связанной с ним системе координат (см. рис. 120). Если не учитывать аэродинамические силы и моменты, то в соответствии с принципом Даламбера систему уравнений движения судна с отклоненным рулем можно представить в неявном виде:

$$\left. \begin{aligned} X_n + X'_n - X_k - X_r + P_{eк} &= 0; \\ Y_n + Y'_n + Y_k - Y_r &= 0; \\ M_n + M'_n + M_k - M_r &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XVI.9})$$

### § 63. Характеристики устойчивости движения и поворотливости судна

**Понятие об устойчивости движения.** На судно, движущееся на прямом курсе или по криволинейной траектории с рулями, закрепленными в определенном положении ( $\alpha_r = 0$  или  $\alpha_r = \text{const}$ ), могут действовать различные внешние возмущения — порывы ветра, течение, удары ветровых волн и т. д. Так как точка приложения возникающих при этом дополнительных сил обычно находится ближе к носовой или кормовой части, чем ЦТ судна, то оно выводится из режима установившегося движения и может оказаться в опасном положении. Поэтому так важно для практики оценить устойчивость движения судна после прекращения действия внешних случайных возмущений (свободного возмущенного движения судна).

Если судно после прекращения действия внешних возмущений возвращается через некоторое время к исходному режиму движения без помощи средств управления (рулей), то устойчивость называют автоматической, или асимптотической. Если же судно переходит к другому установившемуся режиму движения, то устойчивость считают неасимптотической.

Наиболее простыми являются критерии статической устойчивости движения судна. При этом ограничиваются исследованием изменения

сил неинерционной природы, действующих на судно, которое имеет только одну степень свободы (например, вращение вокруг оси  $Gz$ ) и некоторое малое отклонение от исходного режима установившегося движения (возмущения углов дрейфа  $\Delta\beta_{ц}$  и курса  $\Delta\varphi_{ц}$ ). Так, для судна, движущегося передним ходом на прямом курсе с неотклоненным рулем ( $\alpha_r = 0$ ) и находящегося под воздействием каких-либо внешних сил, критерием статической устойчивости по отношению к возмущениям угла дрейфа является условие (при  $\omega_{ц} = 0$ )

$$l_k = \frac{M_{к\beta}}{Y_{к\beta}} < 0 \quad (\text{XVI.10})$$

или

$$\frac{\partial M_{к\beta}}{\partial \beta_{ц}} < 0, \quad (\text{XVI.10a})$$

где  $Y_{к\beta}$  и  $M_{к\beta}$  — позиционные составляющие (см. § 62) силы  $Y_k$  и ее момента  $M_k = Y_k l_k$  (поскольку  $\omega_{ц} = 0$ , то  $Y_{к\omega} = M_{к\omega} = 0$ );  $\frac{\partial M_{к\beta}}{\partial \beta_{ц}}$  — производная момента  $M_{к\beta}$  по углу дрейфа  $\beta_{ц}$ .

Физический смысл условия (XVI.10) заключается в том, что точка приложения результирующей гидродинамических сил  $Y_{к\beta} = Y_k$ , действующих на корпус судна при переднем ходе на прямом курсе, должна располагаться в корму от ЦТ судна. Условие (XVI.10a) означает, что при малых отклонениях от прямого курса ( $\Delta\beta_{ц} \rightarrow 0$ ) момент  $M_k < 0$ , т. е. судно должно возвращаться к исходному режиму движения.

Однако в действительности корпус судна, отклоненного от прямого курса при переднем ходе, обтекается подобно крылу малого удлинения с углом атаки  $\alpha = \beta_{ц}$  (см. § 62), и точка приложения силы  $Y_k$  всегда будет смещена ближе к носовой оконечности. Вследствие этого величина  $M_k > 0$  и представляет собой момент рыскания, увеличивающий угол дрейфа  $\beta_{ц}$  при отклонениях судна от прямого курса.

Таким образом, все суда по отношению к углу дрейфа оказываются статически неустойчивыми на прямом курсе. Для возвращения к нему необходимо переключать рули на некоторый угол  $\alpha_r < 0$  (на противоположный борт), чтобы создаваемый ими восстанавливающий момент был равен моменту рыскания, т. е.  $|M_r| = |M_k|$ , причем  $M_r = -Y_r l_r$ .

Для оценки статической устойчивости судна на прямом курсе можно использовать экспериментальные данные, позволяющие получить следующие зависимости:  $M_k(\beta_{ц})$  при  $\alpha_r = 0$  и  $M_r(\alpha_r)$  при  $\beta_{ц} = 0$  (рис. 121). Первая из них характеризует степень рыскливости судна, движущегося с неотклоненными рулями, а вторая — эффективность их действия при перекладке на борт.

Эти зависимости позволяют построить график, который называется балансовой характеристикой судна и выражает соотношение между углами его дрейфа  $\beta_{ц}$  и углами перекладки руля  $\alpha_r$  при обеспечении условия  $\Sigma M = M_k - M_r = 0$ . Чем выше

располагается на графике зависимость  $\beta_{ц}(\alpha_r)$ , тем эффективнее будет судовой руль с выбранными элементами (площадью пера  $S_r$  и т. д.). Отсутствию бокового дрейфа судна (скорости  $v_y = 0$ ) соответствует зависимость  $\beta_{ц}(\alpha_r)$ , полученная из условия  $\Sigma Y = Y_k - Y_r = 0$  для поперечных сил, возникающих на корпусе и рулях (в первом случае  $\alpha_r = 0$ , а во втором —  $\beta_{ц} = 0$ ). Такую зависимость  $\beta_{ц}(\alpha_r)$  принято называть дрейфующей характеристикой судна.

Наиболее обоснованную оценку устойчивости судна как динамической системы можно получить на основе совместного исследования уравнений вида (XVI.9) при малых возмущениях всех параметров

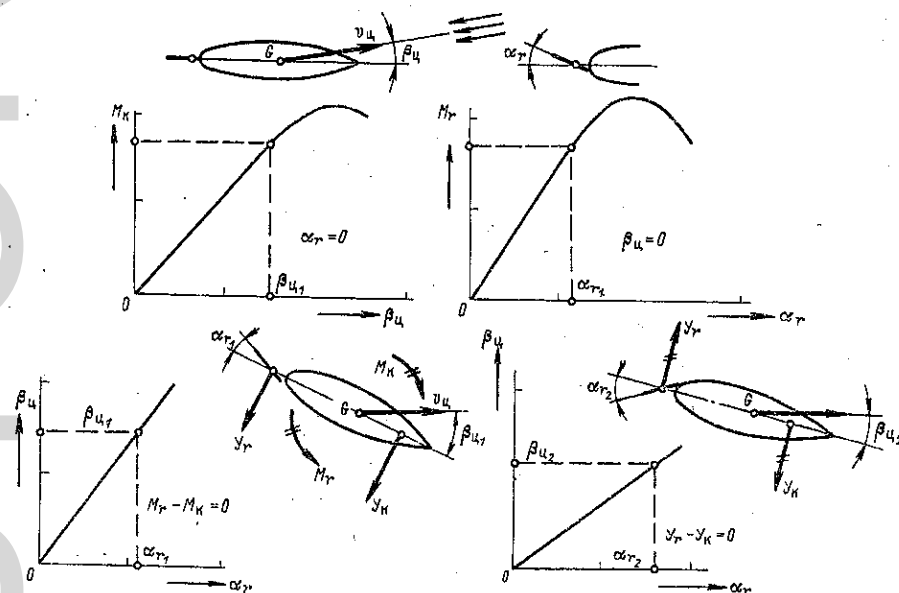


Рис. 121. Характеристики статической устойчивости судна

движения. В результате такого исследования находят критерии динамической устойчивости движения судна, которые оказываются менее жесткими, чем условие (XVI.10) или (XVI.10a) [5, 7]. Поэтому суда, статически неустойчивые по отношению к возмущениям угла дрейфа, могут обладать динамической устойчивостью асимптотической или неасимптотической ( $\Delta\beta_{ц} = 0$  и  $\Delta\beta_{ц} = \text{const}$  на рис. 122). При  $\Delta\beta_{ц} = 0$  судно оказывается неасимптотически устойчивым по отношению к возмущениям угла курса  $\varphi_{ц}$ , а при  $\Delta\beta_{ц} = \text{const}$  — неустойчивым по тому же параметру (соответственно,  $\Delta\varphi_{ц} = \text{const}$  и  $\Delta\varphi_{ц}$  возрастает безгранично).

Таким образом, суда обычно не обладают асимптотической (автоматической) устойчивостью по отношению к возмущениям угла курса, т. е. с течением времени изменяют направление движения. Если рули находятся в неотклоненном положении ( $\alpha_r = 0$ ), то судно будет двигаться по криволинейной траектории, близкой к окружности боль-

шого радиуса  $R_{ц}$ , имея при этом некоторый минимальный угол  $\beta_{цкр}$ , называемый критическим углом дрейфа. Минимальный угол  $\alpha_{rкр}$ , на который следует отклонить рули от нейтрального положения ( $\alpha_r = 0$ ), чтобы вывести судно из самопроизвольной криволинейной траектории (при  $\beta_{ц} = \beta_{цкр}$ ) и вернуть на прямой курс, называется их критическим углом перекладки.

Таким образом, все суда в той или иной мере обладают эксплуатационной устойчивостью, под которой понимают способность сохранять приблизительно прямой курс в результате периодического маневрирования рулями или другими средствами управления (поворотными насадками и т. п.). Практика судовождения показывает, что для обеспечения эксплуатационной устойчивости судна

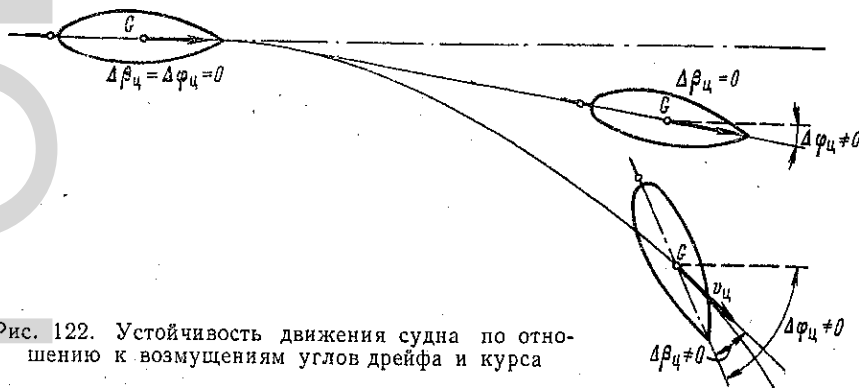


Рис. 122. Устойчивость движения судна по отношению к возмущениям углов дрейфа и курса

на курсе при действии ветра средней силы (до 3—5 баллов по шкале Бофорта) приходится перекладывать рули в среднем не более четырех—шести раз в минуту на угол  $\Delta\alpha_r \approx 2-3^\circ$ . Примерно таким же должно быть при этом и угол рыскания судна  $\Delta\varphi_{ц}$ .

**Циркуляция судна.** Криволинейная траектория, по которой движется ЦТ судна после перекладки рулей или других средств управления на борт, называется циркуляцией судна. Иногда под этим термином понимают сам маневр, выполняемый судном с рулями, отклоненными от нейтрального положения на некоторый угол  $\alpha_r = \text{const}$ . Движение судна на циркуляции обычно делят на три периода — маневренный, эволюционный и установившийся (соответственно I, II и III на рис. 123).

**Маневренный период**, продолжающийся от начала перекладки руля на борт до ее окончания, чрезвычайно кратковременный (10—20 с, если  $\alpha_r = \alpha_{r\max} = 35-40^\circ$ ). Характер движения судна в этом периоде (см. также рис. 119, б) определяется тем, что силам, возникающим на отклоненном руле  $X_r, Y_r$ , противодействуют лишь силы инерции судна и окружающей жидкости  $X_{и}, Y_{и}, X'_{и}, Y'_{и}$ .

**Эволюционный период** циркуляции начинается после того, как руль будет находиться в неизменном положении ( $\alpha_r = \text{const}$ ). В этом периоде еще более интенсивно, чем в маневренном, изменяются

во времени  $t$  все основные параметры движения судна (см. рис. 123, б): скорость поступательного перемещения ЦТ  $v_{ц}$ , угол дрейфа  $\beta_{ц}$ , угловая скорость вращения  $\omega_{ц}$ . В частности, из-за действия сил сопротивления  $X_k$  и  $X_r$  скорость  $v_{ц}$  получается меньше, чем ее значение  $v$  на прямом курсе судна. При этом также несколько снижается частота вращения гребных винтов  $n_{ц}$  по сравнению с ее значением  $n$  на прямом курсе, если крутящий момент на валу двигателя остается неизменным (см. § 46).

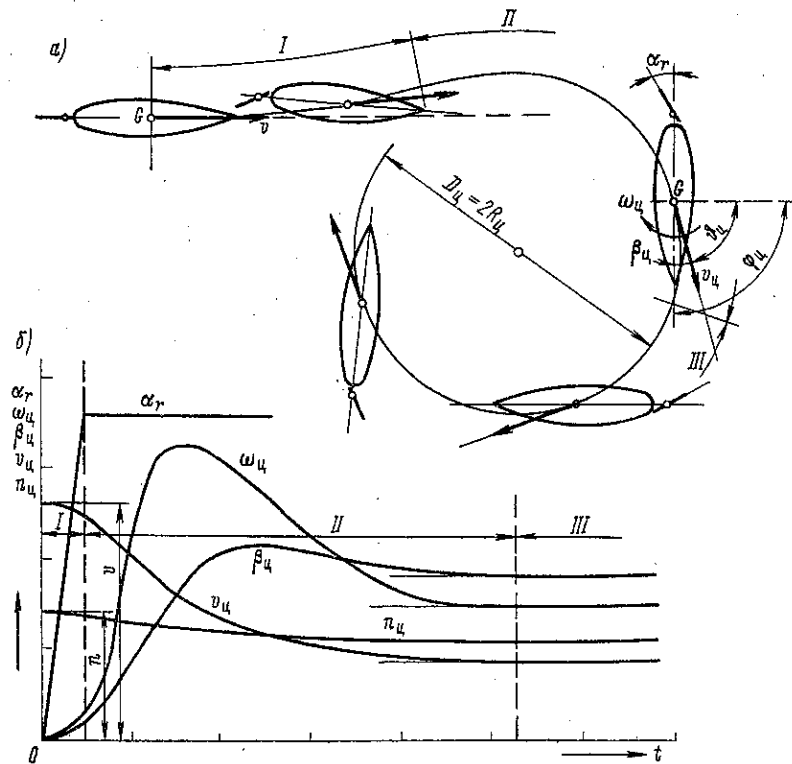


Рис. 123. Циркуляция судна

Появление угла дрейфа и искривление траектории движения судна нарушает симметрию обтекания корпуса, вследствие чего на нем возникает поперечная сила  $Y'_к = Y'_и + Y_к$ . В эволюционном периоде она будет направлена в сторону поворота и приложена в точке, находящейся ближе к носовой оконечности корпуса, чем ЦТ судна. Сила  $Y'_к$  возрастает настолько интенсивно, что становится больше поперечной силы руля  $Y_r$ . Вследствие этого вскоре после окончания его перекладки центр кривизны траектории движения судна, расположенный в маневренном периоде со стороны борта, противоположного тому, на который отклонены рули, начинает смещаться внутрь циркуляции



(см. рис. 123, а). Изменение кривизны траектории движения приводит к тому, что точка приложения силы  $Y'_k$  будет смещаться по направлению к корме.

К концу эволюционного периода судно обычно успевает совершить поворот на  $90-180^\circ$  от прямого курса. За это время точка приложения силы  $Y'_k$  смещается в корму от ЦТ настолько, что моменты всех сил, действующих на судно, взаимно уравниваются. Тогда судно начинает двигаться с постоянными по величине параметрами  $v_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$ ,  $\omega_{ц}$  (см. рис. 123, б). Этим определяется установившийся период циркуляции судна, ЦТ которого движется уже не по спирали, а по окружности радиуса  $R_{ц} = \text{const}$ , причем соотношение (XVI.6) при  $\beta_{ц} = \text{const}$  принимает вид

$$\omega_{ц} = \frac{v_{ц}}{R_{ц}} = \frac{2\pi}{\tau_{ц}}, \quad (\text{XVI.11})$$

где  $\tau_{ц} = \frac{2\pi}{\omega_{ц}} = \frac{2\pi R_{ц}}{v_{ц}}$  — продолжительность установившегося периода (время поворота судна на  $360^\circ$ ).

Относительный радиус  $\bar{R}_{ц} = \frac{R_{ц}}{L} = \frac{1}{L} \cdot \frac{v_{ц}}{\omega_{ц}}$  или диаметр  $\bar{D}_{ц} = \frac{D_{ц}}{L} = 2\bar{R}_{ц}$  установившейся циркуляции (в долях длины корпуса  $L$ ) является важнейшей характеристикой поворотливости судов (см. § 62) и обычно используется для ее сравнительной оценки. Вместо значений  $R_{ц}$  и  $D_{ц}$  мерой поворотливости судов может служить безразмерная угловая скорость вращения  $\bar{\omega}_{ц} = \frac{\omega_{ц} L}{v_{ц}} = \frac{1}{\bar{R}_{ц}} = \frac{2}{\bar{D}_{ц}}$  на установившейся циркуляции.

Наиболее полное представление о характеристиках установившейся циркуляции судна ( $R_{ц}$ ,  $\omega_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$ ,  $v_{ц}$ ) дает решение системы уравнений (XVI.9). Поскольку значения  $\alpha_r = \text{const}$  (или  $\frac{d\alpha_r}{dt} = 0$ ) и  $\frac{d\omega_{ц}}{dt} = \frac{d\beta_{ц}}{dt} = \frac{dv_{ц}}{dt} = 0$ , то при  $\omega_{ц} = \frac{v_{ц}}{R_{ц}}$  получим систему алгебраических уравнений

$$-\frac{D}{g} \cdot \frac{v_{ц}^2}{R_{ц}} \sin \beta_{ц} - X_k - X_r + P_{e_k} = 0; \quad (\text{XVI.12})$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{D}{g} \cdot \frac{v_{ц}}{R_{ц}} \cos \beta_{ц} + Y_k - Y_r &= 0; \\ M_k + M_r &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XVI.13})$$

Изменение скорости судна сравнительно мало влияет на параметры его криволинейного движения. Поэтому радиус установившейся циркуляции  $R_{ц}$  и угол дрейфа судна  $\beta_{ц}$  при  $\alpha_r = \text{const}$  можно найти, решив уравнения (XVI.13). Скорость судна  $v_{ц}$ , которая снижается на

установившейся циркуляции тем больше, чем меньше ее относительный радиус  $R_{ц}$ , можно определить из уравнения (XVI.12), причем

$$\bar{v}_{ц} = \frac{v_{ц}}{v} = 0,65 - 0,35.$$

В процессе циркуляции всегда существует так называемый центр вращения судна  $A_{ц}$ , для которого местный угол дрейфа  $\beta'_{ц} = 0$  (рис. 124). Эта точка лежит на пересечении ДП корпуса (или ее продолжения) с перпендикуляром, опущенным на нее из мгновенного центра кривизны траектории движения судна  $O_{ц}$ . Результаты экспериментов показывают, что на установившейся циркуляции рассматриваемая точка занимает относительно судна практически неизменное положение и смещается в нос от ЦТ на расстояние  $l_{ц} \approx R_{ц}\beta_{ц}$ , причем обычно  $l_{ц} \approx (0,45 - 0,55) L$ . Вследствие этого во всех точках, находящихся в корму от центра вращения, местные углы дрейфа  $\beta'_{ц} > 0$  и возрастают по мере приближения к ней. Тогда точка приложения результирующей всех гидродинамических сил, действующих на судно, смещается в корму от его ЦТ.

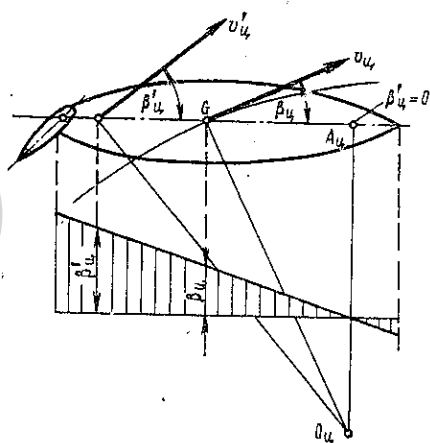


Рис. 124. Центр вращения судна на установившейся циркуляции

Следовательно, все суда, даже неустойчивые на прямом курсе, будут обладать устойчивостью движения на установившейся циркуляции.

Силы  $Y_n = -\frac{D}{g} \cdot \frac{v_{ц}^2}{R_{ц}} \cos \beta_{ц}$  и  $Y_k$ , действующие на судно в установившемся периоде циркуляции, приложены в различных точках по высоте и образуют кренящую пару. Она вызывает появление некоторого статического угла крена  $\theta_{ц} \approx \text{const}$  на борт, противоположный перекладке рулей, т. е. наружу циркуляции (у водоизмещающих судов). На тот же борт кренится судно и в эволюционном периоде циркуляции. Однако возникающий при этом динамический угол крена  $\theta_d$  может быть значительно больше, чем угол  $\theta_{ц}$  (в 1,5—3 раза).

**Диаграммы управляемости судов.** Результаты решения системы уравнений (XVI.13) или материалы натурных испытаний [5] позволяют определить не только параметры установившегося движения судна с отклоненными рулями, но и построить диаграмму управляемости (рис. 125). Она представляет собой график зависимости безразмерной угловой скорости вращения судна  $\bar{\omega}_{ц} = \frac{\omega_{ц} L}{v_{ц}} = \frac{1}{R_{ц}}$  на установившейся циркуляции от угла перекладки

рулей  $\alpha_r$  на борт. На диаграмме часто приводится и зависимость  $\bar{R}_c(\alpha_r)$  или  $\bar{D}_c(\alpha_r)$ , определяющая значения относительного радиуса или диаметра установившейся циркуляции ( $\bar{R}_c = \frac{R_c}{L} = \frac{1}{\omega_c}$ ;  $\bar{D}_c = 2\bar{R}_c$ ) при различных углах перекадки рулей  $\alpha_r$ . Значения  $\alpha_r$  на диаграмме обычно достигают наибольшей величины  $\alpha_{r \max} = 35-40^\circ$ , когда  $\bar{\omega}_c = \bar{\omega}_{c \max}$ , а  $\bar{R}_c = \bar{R}_{c \min}$  (или  $\bar{D}_c = \bar{D}_{c \min}$ ).

По диаграмме управляемости можно определить не только основные характеристики поворотливости судна ( $\bar{\omega}_c$  или  $\bar{D}_c$ ), но и оценить степень его устойчивости (неустойчивости) на прямом курсе. Для су-

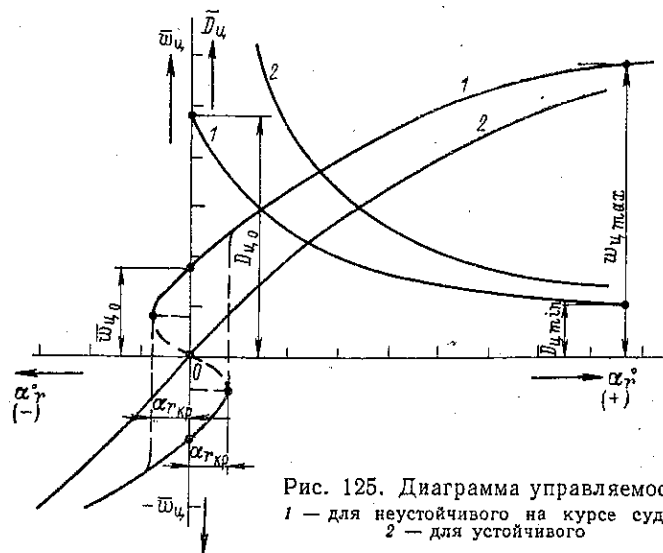


Рис. 125. Диаграмма управляемости  
1 — для неустойчивого на курсе судна;  
2 — для устойчивого

дов, неустойчивых и устойчивых на курсе, диаграммы управляемости отличаются в основном формой начального участка.

Степень неустойчивости судна на прямом курсе (см. рис. 125) характеризуется значением  $\bar{\omega}_{c0}$ , соответствующим неотклоненному положению рулей ( $\alpha_r = 0$ ), а также критическим углом их перекадки  $\alpha_{r_{кр}}$ . Значением  $\bar{\omega}_{c0}$  определяется относительный диаметр установившейся циркуляции  $\bar{D}_{c \max} = \frac{2}{\omega_{c0}}$ , которую совершает неустойчивое

на прямом курсе судно, движущееся с неотклоненными рулями и находящееся под воздействием внешних случайных возмущений. Величина  $\alpha_{r_{кр}}$  характеризует ширину зоны углов перекадки рулей ( $-\alpha_{r_{кр}} \leq \alpha_r \leq +\alpha_{r_{кр}}$ ), в которой их действие малоэффективно и судно оказывается рыскливым. Однако при перекадке рулей на угол  $\alpha_r > |\alpha_{r_{кр}}|$  такое судно будет обладать эксплуатационной устойчивостью на курсе. У судов, устойчивых на курсе, значения  $\bar{\omega}_{c0} = \alpha_{r_{кр}} = 0$

(см. рис. 125). В данном случае величина  $\bar{D}_{ц\max} = \infty$ , т. е. судно удерживается на прямом курсе без перекладки рулей ( $\alpha_r = 0$ ).

Результаты исследований и опыт эксплуатации судов свидетельствуют о резком ухудшении их управляемости при заднем ходе: потере устойчивости на прямом курсе, увеличении радиуса циркуляции судна и т. д. Моменты, действующие на руль и на корпус судна при перед-

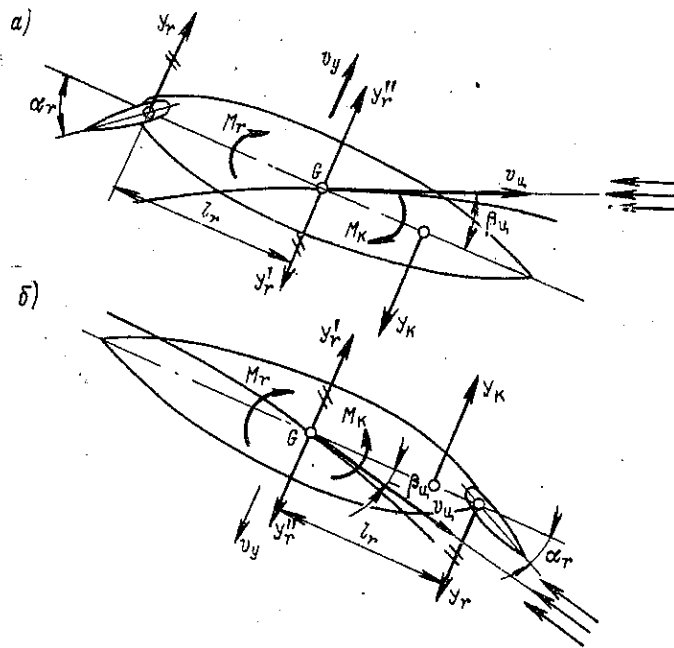


Рис. 126. Силы, действующие на судно при переднем и заднем ходе

нем ходе, направлены одинаково, вследствие чего судно будет поворачиваться под действием суммы этих моментов (рис. 126, а). При заднем ходе момент, возникающий на корпусе судна, направлен в сторону, противоположную моменту, который создается на отклоненном руле. Поэтому сразу после мгновенной перекладки руля судно поворачивается еще под действием разности моментов, возникающих на корпусе и на руле (рис. 126, б). В дальнейшем, когда судно уже совершает циркуляцию, эти моменты будут направлены в одну и ту же сторону.

#### § 64. Меры улучшения управляемости судов и составов

Влияние элементов рулей и корпуса судна на управляемость. Существенного улучшения поворотливости судов, т. е. уменьшения относительного радиуса установившейся циркуляции  $\bar{R}_{ц} = \frac{R_{ц}}{L}$ , обычно достигают в результате уменьшения площади погруженной части ДП

судна  $S_{дп}$  (или коэффициента  $\kappa_{дп} = \frac{S_{дп}}{LT}$ ) при подрезе кормовой оконечности корпуса, т. е. увеличения площади кормового подзора. Этому же способствует и создание некоторого дифферента судна на нос, особенно при малой осадке. Значения  $\bar{R}_ц$  можно снизить, увеличив поперечную силу, возникающую на рулях. В частности, этому способствует увеличение общей площади судовых рулей  $\Sigma S_r$ , или их числа  $x_r$ , а также размещение большей части площади пера  $S_r$  каждого руля в струе гребного винта (см. § 63). Устойчивость судов на курсе улучшается при уменьшении площади кормового подзора, что приводит, однако, к ухудшению условий работы гребных винтов за корпусом судна (см. § 44). Поэтому целесообразнее устанавливать в кормовом подзоре судна подкильные стабилизаторы курса, представляющие собой вертикальные пластины или обтекаемые наделки. Кроме того, для улучшения устойчивости судна на переднем ходу можно также создать некоторый дифферент на корму или увеличить площадь рулей. Однако увеличение их площади, возможное на практике, не обеспечивает управляемости судна на заднем ходу.

Наиболее рациональным средством уменьшения рыскания на курсе (см. § 63), особенно в условиях ветрового волнения, являются автоурулевые. Это — регуляторы, снабженные программным устройством или телемеханической системой для удержания заданного курса или его изменения.

Для повышения маневренности крупных судов в сложных условиях эксплуатации (при швартовке и шлюзовании, на заднем ходу, при действии сильного бокового ветра и т. п.) целесообразно применять подруливающие устройства.

Особое внимание должно уделяться улучшению управляемости судов и составов, предназначенных для эксплуатации на внутренних водных путях, так как их движение затрудняют ограниченная ширина фарватера, мелководье, частые подходы к причалам, шлюзование и т. п. Суда внутреннего плавания вследствие специфической формы обводов корпуса и соотношения главных размерений в большинстве случаев являются автоматически неустойчивыми на прямом курсе (см. § 63). Чтобы обеспечить эксплуатационную устойчивость таких судов на курсе, относительная площадь их рулей  $\bar{S}_r = \frac{\Sigma S_r}{LT} 100\%$ ,

должна быть в несколько раз больше, чем у морских судов ( $\bar{S}_r = 4-8\%$  и  $\bar{S}_r = 1,5-2,5\%$  соответственно). Зато поворотливость судов внутреннего плавания значительно лучше, чем морских судов. Так, относительный диаметр установившейся циркуляции (при углах перекадки рулей  $\alpha_r > 30^\circ$ ) у морских транспортных судов обычно составляет  $\bar{D}_{ц\ min} = \frac{D_{ц\ min}}{L} = 4-6$ . Значения  $\bar{D}_{ц\ min}$  у грузовых судов внутреннего плавания, оборудованных рулями, снижаются до 2-3, а при установке поворотных насадок даже до 1,2-1,5.

**Особенности управляемости судов с поворотными насадками.** Основным типом движительно-рулевого комплекса буксиров-толкачей и

грузовых судов внутреннего плавания является гребной винт в поворотной насадке (см. рис. 79, б). При перекладке такой насадки на некоторый угол  $\alpha$ , от прямого положения струя жидкости, отбрасываемая работающим гребным винтом, отклоняется от ДП судна. Поэтому поперечную силу  $Y_r$ , возникающую на отклоненной насадке, можно рассматривать как сумму двух составляющих  $Y'_r$  и  $Y''_r$ . Первая из них создается поворотной насадкой как кольцевым крылом, обтекаемым под некоторым углом атаки, а вторая обусловлена реактивным воздействием отклоненной струи винта на насадку.

Из сказанного следует, что эффективность действия поворотной насадки как средства управления судном существенно зависит от

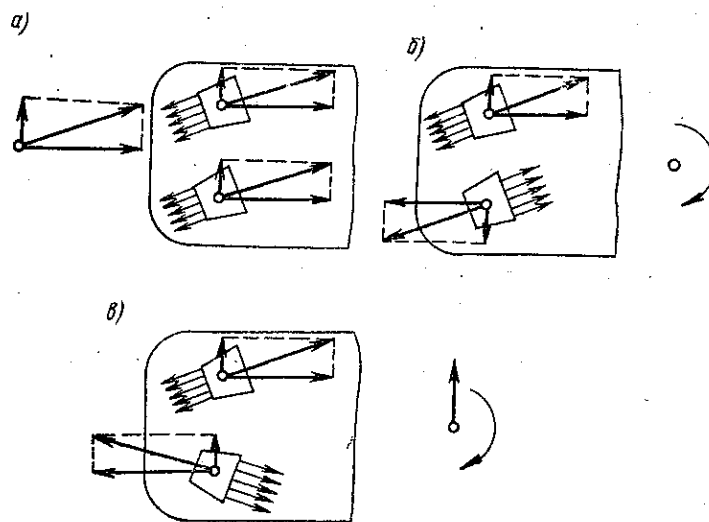


Рис. 127. Раздельное управление поворотными насадками

режима работы его движительного комплекса и главных двигателей. Так, если коэффициент нагрузки комплекса  $\sigma_k$  (см. § 52) и частота вращения (число оборотов) гребного винта  $n = \frac{\omega}{2\pi}$  достаточно велики, то поперечная сила насадки  $Y_r = Y'_r + Y''_r$  при прочих равных условиях приблизительно вдвое больше, чем у руля. С уменьшением значений  $\sigma_k$  и  $n$  эта сила резко снижается. Благодаря перечисленным свойствам поворотных насадок суда с движительно-рулевым комплексом обладают более удовлетворительной управляемостью на заднем ходу, чем однотипные винтовые суда с рулями, и большей поворотливостью. Так, на режимах работы комплекса винт—насадка, достаточно близких к расчетному, значения  $\bar{R}_ц = \frac{R_ц}{L}$  на установившейся циркуляции получаются в 1,5—2 раза меньше, чем у судов с рулями.

Как средства стабилизации движения судна на прямом курсе поворотные насадки недостаточно эффективны, поскольку площадь их

проекции на ДП корпуса значительно меньше, чем у рулей. Чтобы улучшить устойчивость движения судна с поворотными насадками, за гребным винтом обычно размещают хвостовик-стабилизатор (см. рис. 79, б), а также увеличивают площадь погруженной части ДП судна в кормовой оконечности (при развитом кормовом дейдвуде или установке подкильных стабилизаторов курса).

Кроме того, при снижении частоты вращения гребных винтов или при движении судна по инерции поперечная сила поворотных насадок обычно не может обеспечить удовлетворительную управляемость судна. Во избежание этого на верхней и нижней кромках достаточно развитого хвостовика-стабилизатора устанавливают концевые шайбы в виде горизонтальных пластин, а на внешней поверхности насадки делают радиальные ребра.

Управляемость большегрузных толкаемых составов или крупных грузовых судов наиболее заметно улучшится, если использовать предложенный в СССР способ отдельного управления поворотными насадками в сочетании с работой бортовых гребных винтов в противоположных направлениях («враздрай»). Конструкция рулевого устройства в данном случае позволяет переключать насадки не только отдельно, но и синхронно. Результаты натурных испытаний показывают, что двухвинтовые толкачи с отдельным управлением насадками при маневрировании с составом барж обладают существенными преимуществами по сравнению с однотипными судами, оборудованными рулями или обычными поворотными насадками, переключать которые может выполняться только синхронно. В частности, при отдельном управлении насадками возможны такие маневры (рис. 127), как перемещение толкача лагом, разворот с составом барж практически на месте и т. п.

## Глава XVII

### КАЧКА СУДОВ

#### § 65. Общие сведения о качке судов

**Виды качки и ее характеристики.** Качка — это отдельные или взаимосвязанные колебания судна относительно некоторого устойчивого положения его равновесия. В основном качка судна возникает под действием гидродинамических сил, обусловленных возмущающим эффектом ветрового волнения и изменяющихся во времени не только по величине, но и по знаку.

Качающееся судно обычно рассматривается как твердое тело, имеющее в общем случае шесть степеней свободы (рис. 128). Сложное колебательное движение такого тела в данный момент времени можно представить как сумму трех линейных и трех угловых перемещений. Линейные перемещения  $\xi_g$ ,  $\eta_g$ ,  $\zeta_g$  происходят вдоль неподвижных в пространстве координатных осей  $O\xi$ ,  $O\eta$  и  $O\zeta$ , а угловые  $\theta$ ,  $\psi$ ,  $\varphi$  —

вокруг осей  $Gx$ ,  $Gy$  и  $Gz$ , связанных с качающимся телом и проходящих через его ЦТ. При равновесии тела системы координат  $O\xi\eta\zeta$  и  $Gxyz$  совпадают.

Только при колебаниях относительно осей  $Oz$ ,  $Gx$  и  $Gy$  возникают силы (или моменты), возвращающие тело (судно) в исходное положение устойчивого равновесия.

Такие колебания судна, которые могут происходить не только на взволнованной, но и на тихой воде, называются:

вертикальной качкой (происходит попеременное погружение и всплытие, т. е.  $\zeta_g \neq 0$ );

бортовой качкой (угол крена  $\theta \neq 0$  попеременно на правый и левый борт);

килевой качкой (угол дифферента  $\psi \neq 0$  попеременно на нос и на корму).

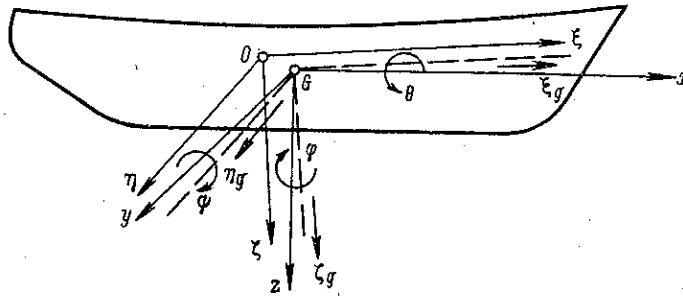


Рис. 128. Виды качки судна

В первом приближении основные характеристики любого вида качки судна (рис. 129, а) на волнении определяют из уравнения простого гармонического колебания, например

$$s = s_m \sin(\omega_s t + \delta_s), \quad (\text{XVII.1})$$

где  $s$  и  $s_m$  — мгновенное отклонение от положения равновесия и амплитуда колебаний судна;  $\omega_s = \frac{2\pi}{\tau_s}$  и  $\omega_s t + \delta_s$  — частота колебаний, обратно пропорциональная их периоду  $\tau_s$ , и фаза колебаний (с начальным значением  $\delta_s$  при  $t = 0$ ).

Скорости и ускорения, возникающие при гармонических колебаниях, находят по формулам

$$\frac{ds}{dt} = \omega_s s_m \cos(\omega_s t + \delta_s); \quad \frac{d^2s}{dt^2} = -\omega_s^2 s_m \sin(\omega_s t + \delta_s). \quad (\text{XVII.2})$$

Отсюда следует, что частота  $\omega_s$  (или период  $\tau_s = \frac{2\pi}{\omega_s}$ ) характеризует порывистость качки, а величина  $\omega_s^2 = \left(\frac{2\pi}{\tau_s}\right)^2$  — ее инерционное воздействие на судно. Если два колебания

$$s = s_m \sin(\omega_s t + \delta_s); \quad r = r_m \sin(\omega_r t + \delta_r), \quad (\text{XVII.3})$$



одно из которых соответствует качке судна, а другое — профилю набегающих волн, происходят с одинаковой частотой ( $\omega_s = \omega_r$ ), но отличаются по фазе ( $\delta_s \neq \delta_r$ ), то под величиной  $\delta_s - \delta_r$  понимается сдвиг фазы этих колебаний.

**Классификация сил, действующих на судно при качке.** На качающееся судно могут действовать различные силы (и моменты). К ним относятся силы веса судна, инерции его массы и гидродинамические силы, распределенные по смоченной поверхности корпуса. В дальнейшем можно не рассматривать равные по абсолютной величине вес судна и архимедову силу плавучести, соответствующую подводному объему его корпуса в положении равновесия.

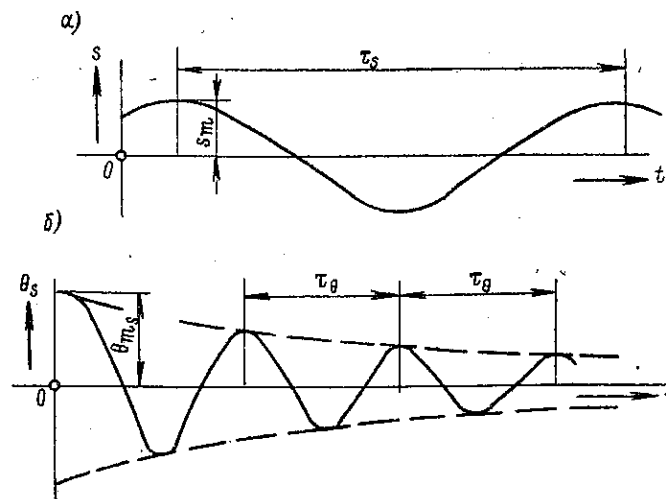


Рис. 129. Характеристики качки

Силы инерции судна, возникающие при качке, определяют так же, как и для любого твердого тела, совершающего колебания вида (XVII.1). Если исходить из предположения, что отдельные виды колебаний не зависят друг от друга, то

$$Z_{ин} = -\frac{D}{g} \cdot \frac{d^2 \zeta_g}{dt^2}; \quad M_{x_{ин}} = -I_x \frac{d^2 \theta}{dt^2}; \quad M_{y_{ин}} = -I_y \frac{d^2 \psi}{dt^2}, \quad (XVII.4)$$

где  $\frac{D}{g}$ ,  $I_x = \frac{D}{g} r_x^2$ ;  $I_y = \frac{D}{g} r_y^2$  — масса судна (при заданном водоизмещении  $D$ ) и моменты ее инерции относительно осей  $Gx$  и  $Gy$  (см. рис. 128), а  $r_x$  и  $r_y$  — соответствующие радиусы инерции.

При определении гидродинамических сил, действующих на судно при качке, обычно исходят из ее линейной теории [6, 7], согласно которой отклонения судна от положения равновесия предполагаются достаточно малыми. Это позволяет разделить гидродинамические силы (и моменты) на перечисленные ниже составляющие, практически не зависящие друг от друга:

1. Восстанавливающие (гидростатические) силы, которые характеризуют способность судна возвращаться в устойчивое положение равновесия при отклонениях от него (см. также § 10 и 11). Эти силы и моменты возникают вследствие изменения величины или формы погруженного объема корпуса и пропорциональны его линейным или угловым перемещениям, т. е.

$$Z_s = -K_s \zeta_g; \quad M_{x_s} = -K_\theta \theta; \quad M_{y_s} = -K_\psi \psi. \quad (\text{XVII.5})$$

2. Гидродинамические силы неинерционной природы (иначе силы сопротивления или демпфирования), которые характеризуют непрерывное рассеивание (диссипацию) энергии качающегося судна в результате возникновения расходящихся от него волн, действия вязкого трения и образования вихрей. При малых отклонениях судна от положения равновесия эти силы и моменты можно считать связанными со скоростями качки линейными зависимостями вида

$$Z'_d = -N_\zeta \frac{d\zeta_g}{dt}; \quad M'_{x_d} = -N_\theta \frac{d\theta}{dt}; \quad M'_{y_d} = -N_\psi \frac{d\psi}{dt}. \quad (\text{XVII.6})$$

3. Гидродинамические силы инерционной природы, характеризующие изменение кинетической энергии, которую сообщает качающееся судно частицам окружающей жидкости. Эти силы и моменты пропорциональны ускорениям судна и могут быть выражены через соответствующие коэффициенты, называемые присоединенными массами жидкости и присоединенными моментами инерции (см. также § 62), т. е.

$$Z''_d = -\lambda_\zeta \frac{d^2 \zeta_g}{dt^2}; \quad M''_{x_d} = -\lambda_\theta \frac{d^2 \theta}{dt^2}; \quad M''_{y_d} = -\lambda_\psi \frac{d^2 \psi}{dt^2}. \quad (\text{XVII.7})$$

4. Возмущающие силы, которые характеризуют передачу энергии судну от набегающих волн (или других ее источников). Эти силы и моменты являются функциями времени, т. е.

$$Z_w = Z_w(t); \quad M_{x_w} = M_{x_w}(t); \quad M_{y_w} = M_{y_w}(t). \quad (\text{XVII.8})$$

Перечисленные силы (и моменты) входят в дифференциальные уравнения движения судна, определяющие его перемещения, скорости и ускорения при качке. Так, уравнение бортовой качки судна на волнении получается в виде

$$(I_x + \lambda_\theta) \frac{d^2 \theta}{dt^2} + N_\theta \frac{d\theta}{dt} + K_\theta \theta = M_{x_w}(t). \quad (\text{XVII.9})$$

**Свободные колебания судна.** Качка судна, вызванная некоторым начальным возмущением на тихой воде, представляет собой собственные, или свободные, колебания. Их характер во многом предопределяет интенсивность качки судна на волнении. Особенно это относится к бортовой качке, которая сопровождается значительно меньшими силами демпфирования, чем другие виды колебаний судна, и более часто происходит на тихой воде.

Для исследования свободных колебаний судна, определяющих его бортовую качку на тихой воде, можно использовать уравнение

(XVII.9), если учесть, что в данном случае возмущающий момент  $M_{x_w}(t) = 0$ . Поскольку отклонения судна от положения равновесия (углы крена  $\theta$ ) считаются малыми, то восстанавливающий момент можно определить по формуле (см. § 11)

$$M_{x_s} = -K_\theta \theta \approx -Dh_0 \theta,$$

если известны значения коэффициента поперечной остойчивости  $K_\theta = Dh_0$  или начальной метацентрической высоты  $h_0$  при заданном водоизмещении судна  $D$ . Тогда уравнение (XVII.9) при  $M_{x_w}(t) = 0$  можно представить в виде

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\nu_\theta \frac{d\theta}{dt} + \omega_\theta^2 \theta = 0, \quad (\text{XVII.10})$$

где  $\nu_\theta$  — относительный коэффициент демпфирования, равный  $\nu_\theta = \frac{1}{2} \frac{N_\theta}{I_x + \lambda_\theta}$ ;  $\omega_\theta = \frac{2\pi}{\tau_\theta}$  — частота свободных колебаний, обратно пропорциональная их периоду  $\tau_\theta$ , причем  $\omega_\theta^2 = \frac{Dh_0}{I_x + \lambda_\theta}$ .

Обычно величина  $\nu_\theta \ll \omega_\theta$ . Следовательно, общий интеграл однородного линейного уравнения (XVII.10) имеет вид

$$\theta_s = e^{-\nu_\theta t} \theta_{m_s} \cos(\omega'_\theta t + \delta_\theta), \quad (\text{XVII.11})$$

причем

$$\omega'_\theta = \sqrt{\omega_\theta^2 - \nu_\theta^2} \approx \omega_\theta \left(1 - \frac{1}{2} \mu_\theta^2\right)$$

незначительно отличается от  $\omega_\theta$ , поскольку безразмерный коэффициент демпфирования  $\mu_\theta = \frac{\nu_\theta}{\omega_\theta} \ll 1$  (в долях  $\omega_\theta$ ).

Из выражения (XVII.11) видно, что амплитуды свободных колебаний  $\theta_{m_s}$ , зависящие от начальных условий (при  $t = 0$ ) затухают с течением времени (рис. 129, б) тем интенсивнее, чем больше величина  $e^{-\nu_\theta t}$ , характеризующая влияние сил сопротивления. Однако это практически не нарушает изохронности колебаний ( $\omega'_\theta \approx \omega_\theta = \text{const}$  или  $\tau_\theta = \frac{2\pi}{\omega_\theta} = \text{const}$ ).

Важнейшей характеристикой свободных колебаний судна, определяющей порывистость или плавность качки на волнении, является их период  $\tau_\theta = \frac{2\pi}{\omega_\theta}$ . Если отсутствуют записи свободных колебаний судна или его модели, то  $\tau_\theta$  приходится вычислять (в секундах) по приближенным формулам [6, 7]. Одну из них можно получить из общего выражения

$$\tau_\theta = 2\pi \sqrt{\frac{I_x + \lambda_\theta}{Dh_0}} = \frac{2\pi r'_x}{\sqrt{gh_0}}, \quad (\text{XVII.12})$$

если учесть, что радиус инерции массы судна и присоединенной массы воды составляет некоторую долю расчетной ширины корпуса  $B$  (м), т. е.

$$r_x' = \sqrt{\frac{I_x + \lambda \theta}{D/g}} \approx c_\theta B.$$

Отсюда

$$\tau_\theta = \frac{2\pi r_x'}{\sqrt{gh_0}} \approx 2c_\theta \frac{B}{\sqrt{h_0}}, \quad (\text{XVII.13})$$

поскольку  $\pi \approx g$ .

Значения эмпирического коэффициента  $c_\theta = \frac{r_x'}{B} = 0,35—0,43$  и сравнительно мало зависят от формы обводов корпуса, а также от состояния нагрузки судов данного типа. Из формулы (XVII.13) следует, что с уменьшением размеров корпуса (ширины  $B$ ) или с повышением начальной остойчивости (величины  $h_0$ ) период  $\tau_\theta$  уменьшается. В результате бортовая качка становится более порывистой, а ее инерционное воздействие на судно возрастает.

#### § 66. Особенности качки судна на волнении

**Некоторые сведения о волнении.** В теории качки часто предполагают, что волны, набегающие на судно, являются регулярными, т. е. их размеры и гидродинамическая структура (характер движения частиц взволнованной жидкости) одинаковы. Обычно эти волны считают двухмерными, т. е. имеющими прямолинейный фронт неограниченной протяженности (волны типа свободной зыби).

Важнейшими элементами волн рассматриваемого типа (см. рис. 54) являются длина  $\lambda_w$ , высота  $h_w$ , скорость распространения профиля  $c_w$  и период  $\tau_w = \frac{\lambda_w}{c_w}$ . Наиболее простое представление о характере движения жидкости в таких волнах дает теория, которая основана на допущении о малости их амплитуды  $r_w = \frac{1}{2} h_w$  (по сравнению с длиной  $\lambda_w$ ). Эта теория позволила получить следующие выводы:

1. Профиль регулярных двухмерных волн малой амплитуды имеет форму синусоиды или косинусоиды. Если такой профиль распространяется со скоростью  $c_w$  в положительном направлении оси  $O\eta$ , то его мгновенные ординаты можно определить из уравнения

$$\zeta_w = r_w \cos(k_w \eta - \sigma_w t), \quad (\text{XVII.14})$$

где  $k_w = \frac{2\pi}{\lambda_w}$  и  $\sigma_w = \frac{2\pi}{\tau_w} = k_w c_w$  — соответственно волновое число и частота колебаний частиц взволнованной жидкости, причем  $\sigma_w^2 = k_w g$ .

Угол волнового склона получается равным

$$\alpha_w = \frac{\partial \zeta_w}{\partial \eta} = -\alpha_{w0} \sin(k_w \eta - \sigma_w t). \quad (\text{XVII.15})$$

Здесь  $\alpha_{w_0} = k_w r_w = 2\pi \frac{r_w}{\lambda_w}$  — наибольший угол волнового склона, характеризующий крутизну волн  $\bar{h}_w = \frac{h_w}{\lambda_w} = \frac{2r_w}{\lambda_w}$  (обычно  $\bar{h}_w = \frac{1}{20} - \frac{1}{10}$ ).

2. Частицы взволнованной жидкости, имеющей бесконечно большую глубину, вращаются вокруг положения равновесия по круговым орбитам с угловой скоростью  $\sigma_w = \frac{2\pi}{\tau_w}$ . Радиусы этих орбит по мере погружения под свободную поверхность ( $\zeta_w \approx 0$ ) убывают по закону

$$r_{w\zeta} = r_w e^{-k_w \zeta}, \quad (\text{XVII.16})$$

а дополнительное давление, обусловленное волновым движением жидкости с удельным весом  $\gamma = \rho g$ , изменяется в соответствии с выражением

$$\Delta p_w = -\gamma r_w e^{-k_w \zeta} \cos(k_w \eta - \sigma_w t). \quad (\text{XVII.17})$$

3. На каждую частицу жидкости, имеющую некоторую массу  $dm_w = \rho dV_w$  (или объем  $dV_w$ ) и участвующую в орбитальном движении, действуют сила тяжести  $dP_g = dm_w g$  и центробежная сила инерции  $dP_\sigma = dm_w \sigma_w^2 r_w$  (при  $\zeta_w \approx 0$ ). Их равнодействующая (кажущаяся сила тяжести) для частицы жидкости на свободной поверхности

$$\begin{aligned} dP'_g &= \sqrt{(dP_g)^2 + (dP_\sigma)^2} = \\ &= dP_g \sqrt{1 + \alpha_{w_0}^2} \approx dm_w g \end{aligned}$$

незначительно отличается по величине от  $dP_g$  (поскольку  $\alpha_{w_0}^2 \ll 1$ ), но направлена не вертикально, а по нормали к волновому профилю. Сила  $dP'_g \approx dm_w g$  уравнивается силой поддержания  $\gamma dV_w =$

$= \frac{1}{g} dm_w$ , действующей на данную точку жидкости и направленной по той же нормали, но в противоположную сторону.

4. Полная (потенциальная и кинетическая) энергия волн, приходящаяся на участок взволнованной жидкости длиной  $\lambda_w = 1$  и шириной  $b_w = 1$  (вдоль их фронта), равна

$$dE_w = \frac{1}{2} \gamma r_w^2.$$

Приведенные выше результаты, относящиеся к волнам малой амплитуды, не позволяют найти связь между их высотой  $h_w$  и длиной  $\lambda_w$ . Такую связь можно установить на основании статистических дан-

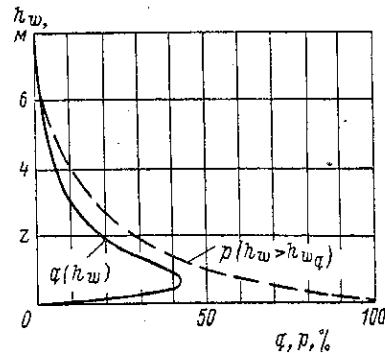


Рис. 130. Кривые повторяемости и обеспеченности высоты волн

ных о реальном ветровом волнении, полученных в результате записей. Эти данные с известным приближением можно распространить и на нерегулярное волнение, если есть статистические (вероятностные) характеристики его элементов: повторяемость и обеспеченность (главным образом по высоте  $h_w$ ). Таким образом, любое волнение можно охарактеризовать (рис. 130) кривой повторяемости различных волн  $q(h_w)$  и интегральной кривой обеспеченности  $p(h_w > h_{wg})$ . При этом интенсивность ветрового волнения обычно оценивается высотой волн  $h_w$  (3%) с обеспеченностью 3%.

**Бортовая качка судна на регулярном волнении.** Для оценки безопасности плавания судов в штормовую погоду наибольший практический интерес представляет исследование их бортовой качки при отсутствии хода и расположении лагом (бортом) к пабегающим волнам. Если предположить, что поперечные размеры корпуса судна (ширина  $B$ , осадка  $T$ ) бесконечно малы по отношению к длине волн  $\lambda_w$ , то оно должно вести себя на волнении подобно любой частице взволнованной жидкости, участвующей в орбитальном движении. На такое судно (рис. 131) действуют силы тяжести и силы поддержания, которые в любой момент времени  $t$  направлены по нормали к поверхности волны.

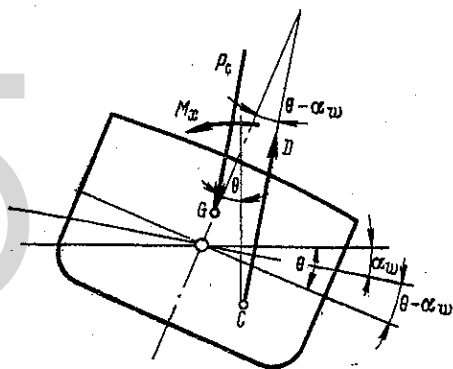


Рис. 131. Возмущающий момент при бортовой качке судна на волнении

В месте расположения судна, имеющего бесконечно малые размеры, углы волнового склона изменяются по гармоническому закону

$$\alpha_w = \alpha_{w_0} \sin \sigma_w t = -k_w r_w \sin \sigma_w t, \quad (\text{XVII.18})$$

как это следует из выражения (XVII.15) при  $\eta_g = 0$  (т. е. без учета бокового дрейфа). Тогда момент, действующий на такое судно-точку,

$$M_x = -Dh_0(\theta - \alpha_w) = M_{x_s} + M_{x_w}^0. \quad (\text{XVII.19})$$

Составляющую  $M_{x_s} = -Dh_0\theta$  можно рассматривать как восстанавливающий момент, соответствующий углу крена  $\theta$  при колебаниях судна на тихой воде. Величина

$$M_{x_w}^0 = Dh_0\alpha_w = A_{x_w}^0 \sin \sigma_w t, \quad (\text{XVII.20})$$

которая имеет амплитуду  $A_{x_w}^0 = Dh_0\alpha_w$  и в явном виде зависит от угла  $\alpha_w$ , изменяющегося во времени. Следовательно,  $M_{x_w}^0$  представляет собой возмущающий момент, который вызывает и поддерживает бортовую качку судна-точки на регулярном волнении.

В действительности поперечные размеры корпуса судна ( $B$ ,  $T$ ) сопоставимы с размерами набегающих на него волн ( $\lambda_w$ ,  $h_w$ ). Поэтому

в выражение (XVII.20) вводят соответствующие поправки  $\kappa_\theta$ , которые называются редуцированными коэффициентами; они уменьшают возмущающий момент  $M_{x_w}$  по сравнению с величиной  $M_{x_w}^0$ . Эти коэффициенты обычно учитывают изменение волновых давлений  $\Delta p_w$  по смоченной поверхности корпуса судна при бортовой качке. Их определяют на основании результатов теоретических исследований. Если ввести величину  $\kappa_\theta$  в выражение (XVII.20), то оно примет вид

$$M_{x_w} = A_{x_w} \sin \sigma_\omega t = Dh_0 \alpha'_w \sin \sigma_\omega t, \quad (\text{XVII.21})$$

где  $A_{x_w} = Dh_0 \alpha'_w$  — амплитуда возмущающего момента при качке судна конечных размеров;  $\alpha'_w = \kappa_\theta \alpha_{w_0}$  — так называемый эффективный угол волнового склона, причем значения  $\kappa_\theta$  для данного судна уменьшаются с увеличением длины волны  $\lambda_w$ .

Для исследования бортовой качки судна, не имеющего хода и расположенного лагом к регулярным двумерным волнам, можно использовать дифференциальное уравнение (XVII.9), если подставить в его правую часть величину  $M_{x_w}$ , соответствующую выражению (XVII.21). Тогда получается неоднородное линейное уравнение 2-го порядка

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\nu_\theta \frac{d\theta}{dt} + \omega_\theta^2 \theta = \omega_\theta^2 \alpha'_w \sin \sigma_\omega t. \quad (\text{XVII.22})$$

Здесь значения  $\nu_\theta$  и  $\omega_\theta$  имеют тот же смысл, что и в однородном уравнении (XVII.10). Общий интеграл уравнения (XVII.22) можно найти, если к полученному ранее решению (XVII.11) добавить частное решение

$$\theta_w = \theta_{m_w} \sin(\sigma_\omega t - \varepsilon_w), \quad (\text{XVII.23})$$

позволяющее определить амплитуду колебаний  $\theta_{m_w}$  и сдвиг их фазы  $\varepsilon_w$  (относительно волнового профиля). При этом

$$\bar{\theta}_{m_w} = \frac{\theta_{m_w}}{\alpha_w} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \bar{\sigma}^2)^2 + (2\mu_\theta \bar{\sigma})^2}}; \quad (\text{XVII.24})$$

$$\text{tg } \varepsilon_w = \frac{2\mu_\theta}{1 - \bar{\sigma}^2}, \quad (\text{XVII.25})$$

где

$$\mu_\theta = \frac{\nu_\theta}{\omega_\theta}; \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma_w}{\omega_\theta} = \frac{\tau_\theta}{\tau_w}.$$

Таким образом, общий интеграл уравнения (XVII.22) будет

$$\theta = \theta_s + \theta_w = e^{-\nu_\theta t} \theta_{m_s} \cos(\omega_\theta t + \delta_\theta) + \bar{\theta}_{m_w} \alpha'_w \sin(\sigma_\omega t - \varepsilon_w). \quad (\text{XVII.26})$$

Следовательно, бортовая качка судна в общем случае представляет собой наложение двух видов гармонических колебаний — свободных и вынужденных. Первые из них происходят с той же частотой  $\omega_\theta \approx \omega_\theta$ , что и на тихой воде, а вторые — с частотой возмущающей силы  $\sigma_w$  (или волнения). Амплитуда свободных колебаний  $\theta_{m_s}$  определяется

только начальными условиями, которые на регулярном волнении периодически повторяются, поэтому такие колебания вследствие их демпфирования (величины  $e^{-\nu\theta}$ ) с течением времени затухают.

Таким образом, при установившемся режиме качки судна на регулярном волнении будут существовать только вынужденные колебания. Их интенсивность характеризуется коэффициентом динамичности  $\bar{\theta}_m = \frac{\theta_{m_w}}{\alpha_w} \approx \frac{\theta_m}{\alpha_w}$  (при  $\theta_{m_s} \approx 0$ ). Его величина, как это видно из выражения (XVII.24), является функцией относительных значений частоты волнения  $\bar{\sigma} = \frac{\sigma_w}{\omega_\theta}$  и коэффициента демпфирования

$\mu_\theta = \frac{\nu_\theta}{\omega_\theta}$ . Если пренебречь демпфированием ( $\mu_\theta = 0$ ), то величина

$$\bar{\theta}_m = \frac{1}{1 - \bar{\sigma}^2}.$$

Из этого соотношения следует, что при резонансе ( $\sigma_w = \omega_\theta$  или  $\bar{\sigma} = 1$ ) амплитуды вынужденных колебаний становятся бесконечно большими. Однако и при  $\mu_\theta \neq 0$  резонансные амплитуды колебаний достигают некоторого максимума

$$\bar{\theta}_m = \frac{1}{2\mu_\theta}, \quad (\text{XVII.27})$$

но будут тем меньше, чем больше величина  $\mu_\theta$ .

Рис. 132. Амплитудно-частотная характеристика бортовой качки судна

Зависимость  $\bar{\theta}_m(\bar{\sigma})$  при  $\mu_\theta = \text{const}$ , представленная графически (рис. 132), называется амплитудно-частотной характеристикой и позволяет качественно оценить влияние соотношения  $\bar{\sigma} = \frac{\sigma_w}{\omega_\theta}$  на величину  $\bar{\theta}_m$ . Это эквивалентно учету влияния длины волн  $\lambda_w = \frac{2\pi g}{\sigma_w^2}$  и периода качки  $\tau_\theta = \frac{2\pi}{\omega_\theta}$  или метацентрической высоты судна

$$h_\theta \approx \left( \frac{2c_\theta B}{\tau_\theta} \right)^2 \text{ на } \bar{\theta}_m.$$

**Влияние нерегулярности волнения на качку судна.** Реальное ветровое волнение обычно является нерегулярным. Любая ордината волнового профиля  $\xi_m(t)$ , изменяющаяся во времени, будет представлять собой некоторую случайную функцию. Ее можно заменить бесконечной суммой элементарных гармонических составляющих различной частоты  $\sigma_w$  (от 0 до  $\infty$ ), имеющих случайные амплитуды и фазы. При этом представлении ординат  $\xi_w(t)$  образуется спектр нерегуляр-



ного волнения, которое можно рассматривать как случайный стационарный процесс (с неизменяющимися во времени статистическими характеристиками, например  $h_w$  при обеспеченности 3% и т. п.).

Для аналитического представления нерегулярного волнения вводят понятие энергетического спектра  $S_\zeta(\sigma_w)$  функции  $\zeta_w(t)$ . Кривая  $S_\zeta(\sigma_w)$  характеризует распределение запаса энергии  $dE_w = \frac{1}{2} \gamma \zeta_w^2$  между гармоническими составляющими волн, частота которых непрерывно изменяется в пределах  $0 \leq \sigma_w < \infty$  (рис. 133, а). Тогда суммарная энергия волнения заданной интенсивности, которая

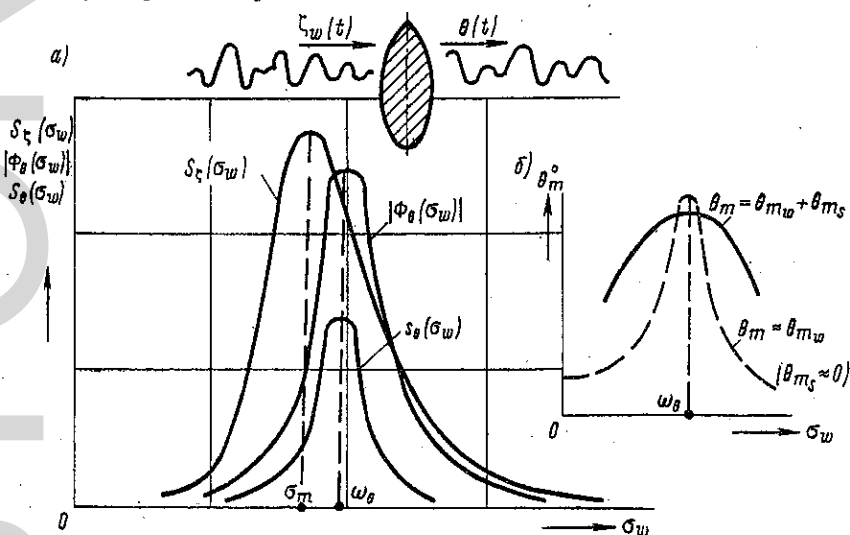


Рис. 133. Энергетические спектры волнения и бортовой качки. Передаточная функция судна

обычно отождествляется с высотой волн  $h_w$  (3%), имеющий обеспеченность 3%, определяется интегралом

$$D_\zeta = \int_0^\infty S_\zeta(\sigma_w) d\sigma_w \quad (\text{XVII.28})$$

Величина  $D_\zeta$  называется дисперсией изменения волновых ординат  $\zeta_w(t)$ . Она, в свою очередь, связана с высотой волн  $h_w$  (3%), соотношением

$$D_\zeta \approx 0,143 \left( \frac{1}{2} h_w \right)^2.$$

Свободные колебания судна (см. § 67) при бортовой качке на ветровом волнении с течением времени не затухают. Это во многом определяет заметно выраженный нерегулярный характер качки. В частности, при ветровом волнении суда обычно испытывают бортовую качку с периодом, практически равным значению  $\tau_\theta = \frac{2\pi}{\omega_\theta}$  (на тихой воде).

Наибольшие амплитуды бортовой качки на нерегулярных волнах обычно наблюдаются, когда судно расположено лагом к ним и не имеет хода. Для исследования и расчета бортовой качки судна в этих условиях можно использовать уравнение (XVII.22), представленное в виде

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\nu_\theta \frac{d\theta}{dt} + \omega_\theta^2 \theta = \kappa_\theta \omega_\theta^2 \frac{\sigma_w^2}{g} \sin \sigma_w t, \quad (\text{XVII.29})$$

если учесть соотношение  $\alpha_w = k_w r_w = \frac{\sigma_w^2}{g} r_w$  (при  $k_w = \frac{2\pi}{\lambda_w} = \frac{\sigma_w^2}{g}$ ).

Уравнение (XVII.29) позволяет рассматривать качающееся судно как линейную динамическую систему, которая находится под воздействием стационарного случайного процесса — нерегулярного волнения с заданным энергетическим спектром  $S_\xi(\sigma_w)$ . Тогда из соотношения

$$S_\theta(\sigma_w) = |\Phi_\theta(\sigma_w)|^2 S_\xi(\sigma_w) \quad (\text{XVII.30})$$

можно найти энергетический спектр бортовой качки  $S_\theta(\sigma_w)$  для данного судна, если известен модуль передаточной функции и  $|\Phi_\theta(\sigma_w)|$ . Эту функцию

$$|\Phi_\theta(\sigma_w)| = \frac{\kappa_\theta \omega_\theta^2 \sigma_w^2}{g \sqrt{(\omega_\theta^2 - \sigma_w^2)^2 + (2\nu_\theta \sigma_w)^2}} \quad (\text{XVII.31})$$

находят в результате решения уравнения (XVII.29), подобно коэффициенту динамичности  $\bar{\theta}_m$ . Функция характеризует реакцию судна на гармонические возмущения с переменной частотой  $\sigma_w$ . Зависимости  $|\Phi_\theta(\sigma_w)|$  и  $S_\theta(\sigma_w)$ , представленные графически (см. рис. 133, а), аналогичны по виду кривой  $S_\xi(\sigma_w)$ . Однако они в общем случае могут иметь максимумы при других значениях частоты волн  $\sigma_w$ . Суммарная энергия процесса нерегулярной бортовой качки характеризуется дисперсией

$$D_\theta = \int_0^\infty S_\theta(\sigma_w) d\sigma_w, \quad (\text{XVII.32})$$

которая позволяет вычислить все прочие вероятностные характеристики качки. В частности, максимальные и средние амплитуды бортовой качки для судна на нерегулярном волнении получаются (с обеспеченностью приблизительно 0,1 и 50%) соответственно равными

$$\theta_m(0,1) \approx 3,7 \sqrt{D_\theta}; \quad \theta_m(50) \approx 1,2 \sqrt{D_\theta}.$$

Максимальные амплитуды бортовой качки на нерегулярном волнении оказываются несколько ниже, чем резонансные амплитуды вынужденных колебаний судна на регулярных волнах, высота которых при заданном периоде принята наибольшей (рис. 133, б). Это объясняется тем, что амплитуды качки, соответствующие ее резонансному режиму, могут существовать на нерегулярном волнении лишь непродолжительное время. Под термином «резонанс» в данном случае можно понимать возрастание амплитуд качки при совпадении частоты сво-

бодных колебаний судна  $\omega_\theta$  с частотой  $\sigma_m$ , соответствующей максимуму спектра волнения. Если режимы качки, достаточно удалены от резонанса, то нерегулярность волнения приводит к заметному возрастанию амплитуд по сравнению с их значениями для вынужденных колебаний (см. рис. 133, б). Это обусловлено тем, что на нерегулярном волнении наблюдаются и свободные колебания, которые вдали от резонанса будут существенно влиять на качку судна.

### § 67. Способы умерения качки судов

**Неблагоприятные последствия качки.** Интенсивность качки судов речного флота, совершающих рейсы по крупным озерам и водохранилищам с развитым ветровым волнением или выходящих в прибрежные районы морей, во многом зависит от специфических особенностей как самих судов, так и волн. Такими особенностями, например, являются: значительная начальная остойчивость при всех состояниях нагрузки ( $h_0$  от 1,5 до 4,0 м и более); обусловленный этим сравнительно малый период свободных колебаний при бортовой качке на тихой воде ( $\tau_\theta = 3,5—6,5$  с), близкий к среднему периоду волн ( $\tau_w = 3,0—6,0$  с) в упомянутых водоемах; размеры корпуса судов (особенно длина), сопоставимые с длиной волн. Некоторыми из перечисленных выше факторов объясняется то, что амплитуды бортовой качки рассматриваемых судов могут достигать  $\theta_m = 20—25^\circ$  и более. Амплитуды же килевой и вертикальной качки  $\psi_m, \zeta_{g_m}$  становятся ощутимыми лишь при выходе судов речного флота в прибрежные районы внутренних морей.

Качка судов на волнении вызывает целый ряд нежелательных и даже опасных последствий. К ним относятся, например, снижение поперечной остойчивости, а иногда и потеря ее; заливание и забрызгивание судна; потеря скорости и управляемости; чрезмерные инерционные перегрузки, действующие на судовые конструкции, механизмы и устройства; ухудшение эксплуатационных удобств.

Интенсивная, порывистая качка ухудшает мореходность судна, т. е. степень его приспособленности к эксплуатации на волнении. При продолжительной качке у людей, находящихся на судне, могут появиться болезненные ощущения укачивания («морская болезнь»). Они наиболее ощутимы при вертикальных ускорениях  $\frac{d^2z}{dt^2} = 0,1g$ , т. е. равных примерно  $1,0$  м/с<sup>2</sup> (ускорение силы тяжести  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>). Такие ускорения могут быть следствием не только линейных, но и угловых перемещений судна. Например, наибольшие ускорения связаны с амплитудами  $\theta_m$  и периодом колебаний  $\tau_\theta = \frac{2\pi}{\omega_\theta}$  при бортовой качке судна соотношением (см. § 67)

$$\frac{d^2z}{dt^2} \approx \frac{1}{2} B \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{1}{2} B \left( \frac{2\pi}{\omega_\theta} \right)^2 \theta_m, \quad (\text{XVII.33})$$

где  $B$  — ширина судна.

Ускорения, возникающие при качке судна, приводят также к ухудшению условий работы судовых механизмов, устройств, систем и приборов, что затрудняет их обслуживание. Так, может произойти опасное смещение грузов (например, сыпучих или лесных) к борту судна.

**Выбор способов умерения качки судов.** Как при проектировании, так и при эксплуатации судов, необходимо стремиться к снижению амплитуд и увеличению периода качки. Наиболее эффективным способом умерения бортовой качки является повышение периода его свободных колебаний  $\tau_\theta = \frac{2\tau}{\omega_\theta}$ , что способствует также снижению амплитуд качки  $\theta_m$  на ветровом волнении (см. § 65 и 66). Для этого нужно рационально выбрать поперечную метацентрическую высоту

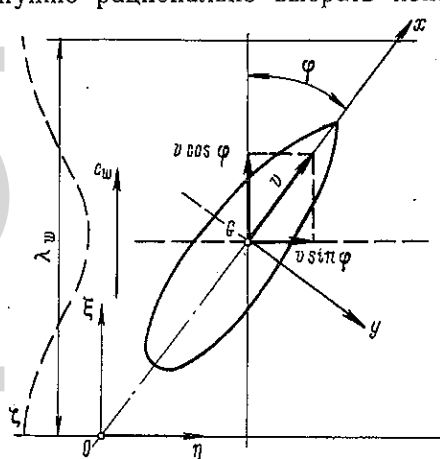


Рис. 134. Движение судна на косых курсовых углах относительно бега волн

в условиях эксплуатации можно снизить, если обеспечить благоприятное сочетание значений скорости судна  $v$  и курсового угла  $\varphi$  относительно бега волн (рис. 134). Этого можно достичь, изменив период возмущающих сил по сравнению с его значением при отсутствии хода или расположении судна лагом к набегающим волнам ( $v = 0$  или  $\varphi = \frac{1}{2} \pi$ ).

Так как скорость судна относительно гребня или подошвы волн получается равной  $c_w - v \cos \varphi = \frac{\lambda_w}{\tau_w} - v \cos \varphi$ , то период их воздействия на судно будет определяться кажущимся значением

$$\tau_k = \frac{\lambda_w}{c_w - v \cos \varphi} = \frac{\tau_w}{1 - \frac{v}{c_w} \cos \varphi}, \quad (\text{XVII.34})$$

которое в общем случае ( $v \neq 0$ ;  $\varphi \neq \frac{1}{2} \pi$ ) отличается от истинного периода волн  $\tau_w = \frac{\lambda_w}{c_w}$  (см. § 67).

$h_0$  для судна с заданным водоизмещением  $D$ .

Снижению значений  $h_0$  для пассажирских или буксирных судов способствует заострение их обводов в подводной части корпуса и некоторое повышение ЦТ (например, при развитых надстройках). Для грузовых судов, особенно смешанного плавания, значения  $h_0$  можно уменьшить, увеличив высоту двойного дна, разместив бункеры или цистерны под палубой, неравномерно распределив тяжелые грузы (например, руду) между трюмами и т. п.

Интенсивность любого вида качки и ее влияние на судно

Резонансный режим качки судна, движущегося с курсовыми углами  $\varphi \neq \frac{1}{2}\pi$ , возникает при равенстве значений периода его свободных колебаний  $\tau_0$  и кажущегося периода регулярных волн  $\tau_k$  или периода  $\tau_m = \frac{2\pi}{\sigma_m}$ , соответствующего максимуму спектра волнения (см. § 66). Однако существенное снижение амплитуд качки наблюдается лишь в тех случаях, когда период свободных колебаний не менее чем на 30% будет отличаться от значения  $\tau_k$  (или  $\tau_m$ ). Поэтому чем больше период свободных колебаний судов, тем меньше ограничений в выборе значений  $\nu$  и  $\varphi$ .

Перечисленные проектные и эксплуатационные мероприятия не всегда способствуют умерению качки и уменьшению ее нежелательных последствий. Поэтому часто приходится применять специальные устройства — стабилизаторы, или успокоители, качки.

Самыми простыми, но достаточно эффективными успокоителями бортовой качки для многих морских и озерных судов являются боковые, или скуловые, кили (рис. 135). Они представляют собой длинные пластины, которые устанавливают вдоль судна приблизительно по нормали к скуле и не выходят за габариты мидель-

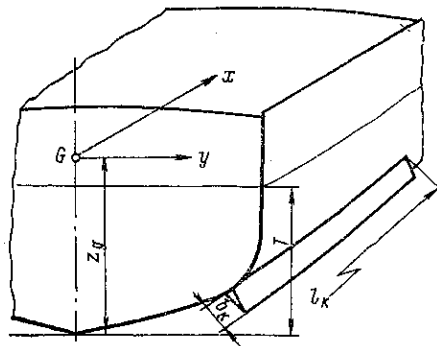


Рис. 135. Схема установки скуловых килей на судне

шпангоута, но несколько уменьшаются по высоте вблизи крайних своих сечений. Кили рекомендуется располагать вдоль линий тока, чтобы снизить буксировочное сопротивление судна (см. также § 25). Скуловые кили относятся к категории пассивных (неуправляемых) успокоителей качки. Их стабилизирующий эффект обусловлен главным образом действием гидродинамических сил, возникающих на самих килеях, а также на поверхности корпуса судна, и вызывающих возрастание демпфирующего момента при бортовой качке. В результате этого амплитуды качки  $\theta_m$  на нерегулярном волнении могут снизиться на 10—30% по сравнению с их значениями для однотипных судов без килей.

Для снижения амплитуд бортовой качки судов также применяют успокоительные цистерны — пассивные или активные (управляемые).

Наиболее эффективными, но весьма сложными по конструкции успокоителями качки судов являются управляемые боковые рули. Они представляют собой выдвижные крылья малого удлинения, которые располагаются по бортам судна и могут поворачиваться на баллере с помощью автоматически управляемого привода.

## Раздел третий

# АРХИТЕКТУРА И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДНА

---

### Глава XVIII

## ПРОЧНОСТЬ КОРПУСА СУДНА

### § 68. Внешние нагрузки. Общая и местная прочность

Прочность является одной из основных характеристик судна. Она определяет способность воспринимать действующие в процессе эксплуатации нагрузки без повреждения судна в целом и отдельных его элементов.

При проектировании судна, удовлетворяющего необходимым условиям прочности, используют три разных подхода. Элементы набора корпуса либо выбирают по Правилам постройки судов внутреннего плавания Речного Регистра РСФСР или по аналогичным Правилам Регистра СССР, либо используют элементы конструкций ранее построенных судов, обычно серийных, и еще раз проверяют их прочность, либо все элементы конструкций проектируют на основе расчета прочности.

Оценить прочность судна — значит определить внешние силы, вычислить напряжения в различных элементах судна и сопоставить их с нормативными значениями.

При выявлении действующих на судно внешних сил необходимо учитывать характер всех возможных в период эксплуатации внешних воздействий. Следовательно, из всего многообразия возможных нагрузок на судно нужно выбрать наиболее опасные. Нормы прочности (величины допускаемых напряжений, коэффициенты запаса), выработанные на основе теоретических изысканий и опыта успешной эксплуатации судов, учитывают это.

**Внешние нагрузки.** Плавающее на тихой воде судно находится в равновесии под действием сил веса и сил поддержания. Совместное воздействие этих сил нагружает все элементы корпуса, в результате чего его конструкции находятся в сложном напряженном состоянии. Анализируя характер восприятия усилий различными связями корпуса, можно, хотя и несколько условно, разделить нагрузки на две категории: вызывающие общий изгиб судна и вызывающие местный изгиб отдельных его конструкций.

При этом продольные элементы корпуса считаются воспринимающими усилие от общих и местных нагрузок, а поперечные — только от местных.

При общем изгибе корпус судна рассматривается как пустотелая балка, равная длине судна и имеющая поперечное сечение в виде прямоугольной коробки, образуемой бортами, палубой и днищем. Изгиб такой балки вызывается неравномерностью распределения сил веса и сил поддержания по длине судна. Срезающая сила  $Q$  и изгибающий момент  $M$  в любом сечении определяют соответственно

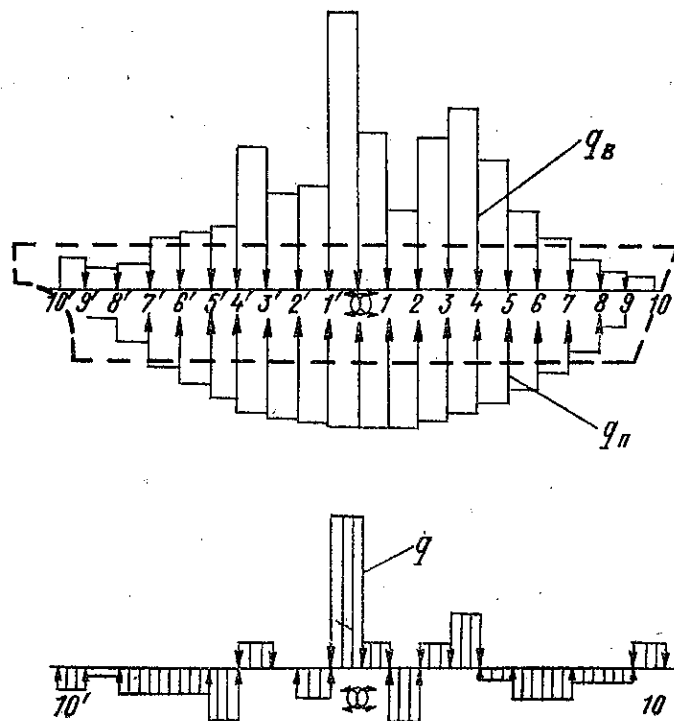


Рис. 136. Эпюра действующих на судно нагрузок

как сумму сил или сумму моментов, взятых слева или справа от рассматриваемого сечения:

$$Q = \int_0^x q(x) dx; \quad M = \int_0^x \int_0^x q(x) dx^2.$$

Здесь  $q(x)$  представляет алгебраическую сумму сил веса и сил поддержания в любом сечении по длине судна.

Сила веса есть равнодействующая веса судовых конструкций, механизмов и оборудования, грузов, пассажиров и т. п. Каждая из сил веса приложена в ЦТ соответствующей части корпуса (см. § 8). Силы поддержания распределяются по длине судна пропорционально погруженным площадям шпангоутов, т. е. по закону строевой по шпангоутам.

Силы веса, действующие в пределах каждой теоретической шпанции ( $q_v, q_n$ ), принято считать равномерно распределенными (рис. 136). Полученная ступенчатая нагрузка  $q$ , равная разности сил веса и сил поддержания, дает возможность построить эпюры срезывающих сил  $Q$  и изгибающих моментов  $M$  (рис. 137), которые являются характеристиками сил, действующих на судно при плавании на тихой воде. Их величина и знак в каждом сечении корпуса существенно зависят от характера распределения нагрузок по длине судна. Поэтому в соответствии с нормами прочности требуется определить  $Q$  и  $M$  не только при различных случаях состояния нагрузки, но и при различном размещении грузов на судне. Рассматривают случаи: судно в полном грузу при нормальном (проектном) размещении груза; судно с частичным грузом при неравномерном заполнении трюмов (в процессе погрузки и выгрузки); судно порожнем с балластом; при постановке судна в док и т. п. В результате сопоставления выявляют наибольшие значения расчетных нагрузок.

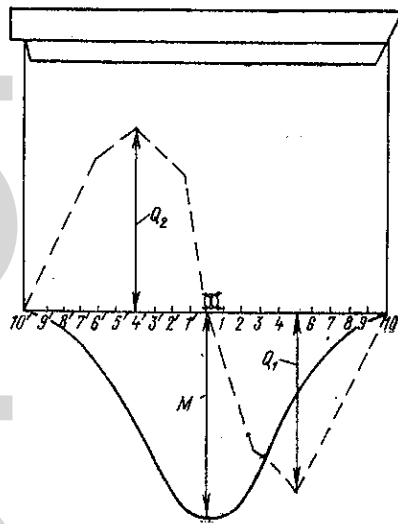


Рис. 137. Эпюры срезывающих сил и изгибающих моментов

При плавании на взволнованной воде погруженный объем судна изменяет свою форму, поэтому происходит перераспределение сил поддержания по длине судна при прежнем распределении нагрузки. Кроме того, возникают силы инерции при качке судна. Поэтому выявление действующих на судно сил следовало бы вести с учетом динамических воздействий. Однако решение задачи в такой постановке встречает серьезные затруднения. Вследствие этого срезывающие силы и изгибающие моменты находят путем статической постановки судна на волну.

При статической постановке судна на волну площади погруженных шпангоутов вычисляют по осадке, соответствующей профилю волны. Обычно эту операцию выполняют, нанося профиль волны на масштаб Бонжана. Уравновешивание сил проводится методом последовательных приближений (последовательно уточняют погруженные площади шпангоутов). При постановке судна на волну рассматривают два случая: судно на вершине (рис. 138, а) и на подошве волны (рис. 138, б). При этом судно подвергается общему изгибу и получает дополнительные усилия разных знаков: на вершине волны палуба растянута, днище сжато (перегиб), а на подошве волны палуба сжата, а днище растянато (прогиб). Значения  $Q$  и  $M$  рассчитывают аналогично расчету на тихой воде.



По нормам прочности Речного Регистра РСФСР допускается сперва определить дополнительные срезающие силы и изгибающие моменты, возникающие под воздействием волны, а затем суммировать их с усилиями, действующими на тихой воде.

Для речных судов, длина которых больше длины волны, расчет ведут в предположении, что судно идет косым курсом по отношению к направлению бега волн. При этом значения дополнительных усилий  $\Delta Q$ ,  $\Delta M$  от статической постановки на волну снижают с учетом соотношений размеров судна и волны.

Расчетные элементы волн (длина  $\lambda$  и высота  $h$ ) устанавливают в соответствии с районом плавания. Нормами для речных судов и судов смешанного плавания размеры волн определяются в соответствии с классом судна. Для класса «М—СП» установлены значения  $\lambda \times h = 50 \times 3,5$  м, для класса «М» —  $40 \times 3,0$  м и для классов «О» и «Р» соответственно  $20 \times 2,0$  и  $12 \times 1,2$  м.

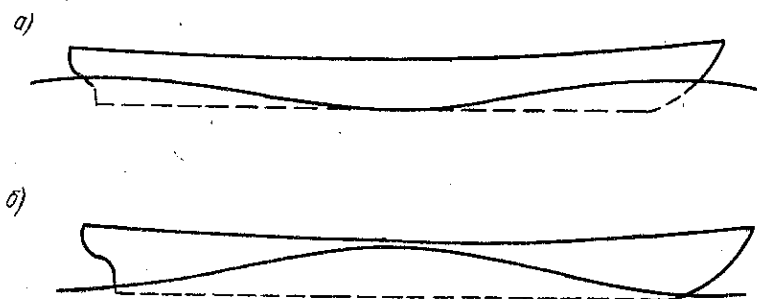


Рис. 138. Положения судна при статической постановке на волну

Нагрузки, вызывающие местный изгиб связи, включают гидростатическое давление воды, собственный вес конструкции, груза, механизмов или оборудования, которые располагаются в зоне данной связи (балки набора).

Гидростатическое давление воды находят с учетом движения судна на взволнованной воде, т. е. напор на днище и борта судна вычисляют по осадке до уровня волновой ватерлинии. Динамическое воздействие волны (удар волны) учитывают нормированием запасов прочности. Участки палубы, не занятые грузом, рассчитывают на гидростатическое давление от попавшей на нее воды. Схема нагрузки от давления воды на поперечное сечение судна показана на рис. 139.

Усилия от грузов (включая топливо и балласт) воспринимаются либо как силы, распределенные равномерно по какому-либо участку палубы или днища (сыпучий груз, контейнеры и т. п.), либо как сосредоточенные силы (механизмы, тяжеловесные грузы и пр.). Очевидно, что при расчете общей (суммарной) нагрузки следует выбирать наиболее опасные сочетания. Например, для участка днища опасным будет случай, когда гидростатическое давление вычисляется на вершине волны при порожнем трюме; с грузом, но при гидростатическом давлении, определенном по осадке на подошве волны.

К местным нагрузкам относятся и ледовые. Правилами постройки обычно предусматривается комплекс конструктивных мероприятий, обеспечивающих безопасность плавания в ледовых условиях, соответствующих району плавания судна данного класса.

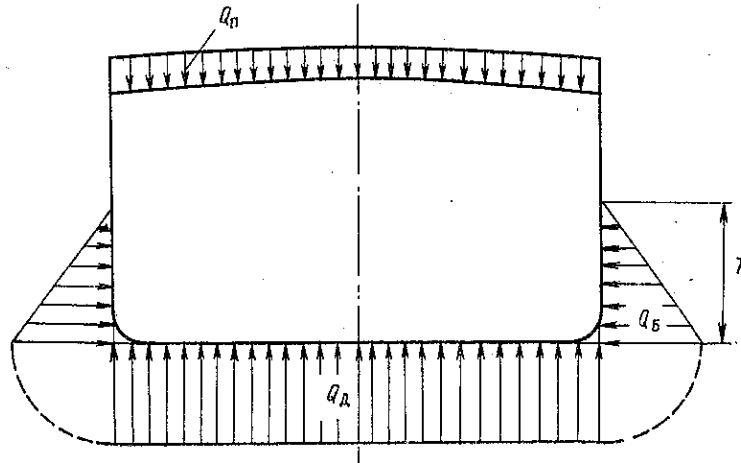


Рис. 139. Эпюра нагрузок, действующих на поперечное сечение судна

**Определение напряжений в связях корпуса.** Нормальные и касательные напряжения в связях корпуса находят по общеизвестным выражениям

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{QS}{Is},$$

где  $M$  и  $Q$  — расчетные значения изгибающего момента и срезывающей силы;  $W$  — момент сопротивления;  $S$  — статический момент площади части поперечного сечения относительно нейтральной оси;  $I$  — момент инерции площади поперечного сечения относительно нейтральной оси;  $s$  — толщина в рассматриваемом сечении по линии кратчайшего разреза.

Для элементов корпуса, идущих вдоль судна, действующие напряжения вычисляют как алгебраическую сумму напряжений от общего изгиба и от восприятия местных усилий. Рассмотрим особенности определения напряжений для связей судового корпуса при общем и местном изгибе.

При вычислении напряжений от общего изгиба специфическим является определение момента сопротивления и момента инерции поперечного сечения корпуса как балки сложного сечения, включающей все продольные балки, называемые жесткими связями (см. 1 на рис. 140, а), и обшивку. Вначале вычисляют переносный момент инерции относительно основной плоскости как сумму переносных и собственных моментов инерции всех связей, затем, определив положение нейтральной оси  $Z_{н.о.}$ , подсчитывают централь-

ный момент инерции сечения корпуса  $I$  (относительно нейтральной оси) и моменты сопротивления палубы  $W_{\text{п}}$  и днища  $W_{\text{д}}$ . По полученным значениям моментов сопротивления и изгибающих моментов рассчитывают нормальные напряжения для всех связей. Напряжения по высоте сечений корпуса распределяются по линейному закону (рис. 140, б). В крайних волокнах (палуба и днище) напряжения до-

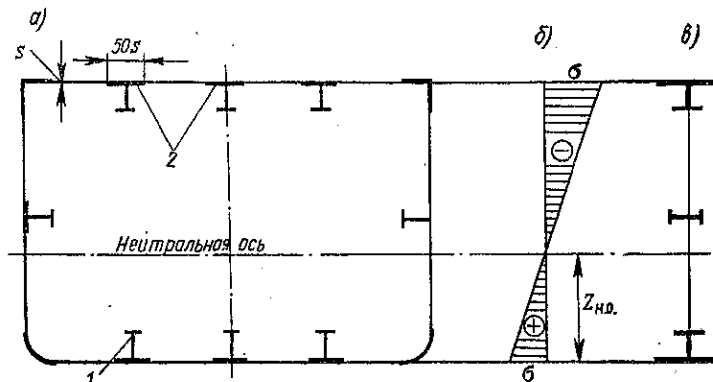


Рис. 140. К определению напряжений в связях корпуса судна  
1 — жесткие связи; 2 — пояски

стигают максимальной величины. При этом, если судно было нагружено изгибающим моментом, вызывающим прогиб судна, то палуба оказывается сжатой и все сжимающее усилие распределяется пропорционально площадям палубных связей.

При некоторой величине действующей силы листы обшивки, расположенные между балками набора, теряют устойчивость (выгибаются внутрь или наружу корпуса) в тот момент, когда напряжения в балках набора имеют незначительную величину по сравнению с допускаемыми. Поэтому возрастающее в дальнейшем усилие может восприниматься лишь той частью обшивки, которая не потеряла устойчивости (см. 2 на рис. 140, а). Аналогичная картина наблюдается и в растянутой зоне, так как гибкая часть обшивки (между присоединенными поясками) из-за наличия поперечных прогибов включится в совместную работу с жесткими связями только после выпрямления этих прогибов. Таким образом, к моменту достижения допускаемых напряжений в жестких связях только часть обшивки будет воспринимать усилия общего изгиба. Следовательно, действительные напряжения  $\sigma$  необходимо вычислять последовательными приближениями, исключая (редуцируя) обшивку, теряющую устойчивость. Сечение, которое по участию в общем изгибе эквивалентно корпусу судна (рис. 140, в), называют сечением эквивалентного бруса.

При определении касательных напряжений необходимо учитывать величину напряжений, возникающих в поясках эквивалентного бруса. Эпюра касательных напряжений имеет вид, приведенный на рис. 141. Штриховкой на сечении показаны площади, статические моменты  $S$

которых нужно брать при определении величины касательных напряжений в точках  $A$  и  $B$ .

При вычислении напряжений от местных нагрузок специфичным является также определение элементов сечения. Если посмотреть на участок палубы или днища со всеми расположенными на нем балками и обшивкой, то становится совершенно очевидно, что выделить часть обшивки и нагрузки, приходящейся на каждую балку, можно лишь с некоторой долей условности. Правильнее было бы находить усилия при совместной работе всех балок и обшивки каждого перекрытия (палубы, днища, борта).

С некоторой погрешностью, которая приводит к увеличению запаса прочности, балки разных направлений можно рассматривать

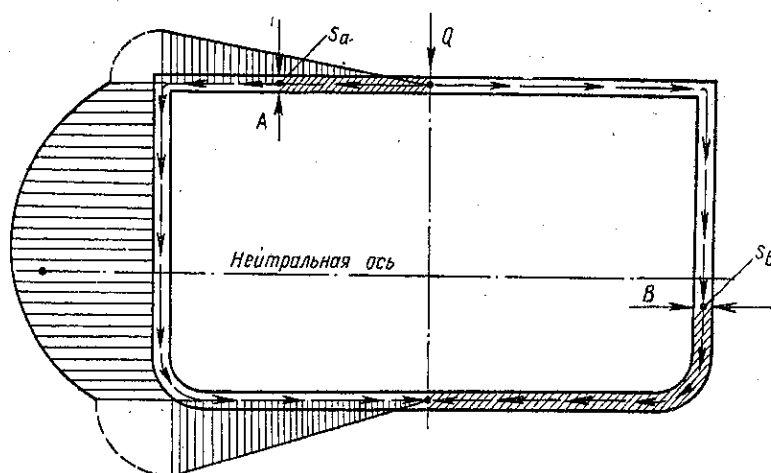


Рис. 141. Эпюра касательных напряжений от общего изгиба

работаящими независимо и воспринимающими нагрузки с прилегающих к ним площадей обшивки. Ширину прилегающей к балке обшивки при определении момента сопротивления находят в соответствии с нормами прочности. Достаточно точно можно принимать ее равной 40—50 толщинам обшивки.

В последнее время, особенно в связи с применением ЭЦВМ, стали рассчитывать внутренние усилия (напряжения) в обшивке и наборе, совместно работающих в составе перекрытия и даже в составе перекрытий палубы и днища.

### § 69. Проверка прочности конструкций корпуса

**Нормирование прочности.** Правилами Речного Регистра РСФСР установлено два способа проверки прочности: по допускаемым напряжениям и по разрушающим (предельным) нагрузкам. В первом случае требуется, чтобы действующие в элементах корпуса напряжения были бы не больше допускаемых, которые назначаются (в долях от предела текучести материала) в зависимости от характера воспринимаемой

нагрузки (общий изгиб, местный изгиб или их сумма), от места расположения сечения (пролет, опора) и от вида учтенной внешней нагрузки при определении действующих напряжений.

Для примера приведем некоторые данные из норм Речного Регистра для расчета прочности корпусов стальных судов внутреннего плавания. Минимальное значение  $0,6 \sigma_T$  установлено для жестких связей (продольные балки с присоединенными поясками) при сопоставлении с напряжениями от общего изгиба. Суммарные напряжения от общего изгиба и местной нагрузки в этих связях могут составлять  $0,75 \sigma_T$  для сечений посередине пролета и  $0,85 \sigma_T$  для опорных сечений. В поперечных связях корпуса, воспринимающих лишь усилия от местных нагрузок, напряжения могут быть  $0,75 \sigma_T$ , а в отдельных элементах водонепроницаемых переборок (опорные сечения холостых балок) могут достигать предела текучести.

При проверке прочности по касательным напряжениям нормы допускаемых напряжений принимаются равными половине величины допускаемых нормальных напряжений. Касательные напряжения от общего изгиба при этом не должны превышать  $0,3 \sigma_T$ .

При проверке по разрушающим нагрузкам требуется установить, во сколько раз действующие усилия должны быть меньше предельных, приводящих конструкцию к разрушению, т. е.  $M_{пр} \geq kM$ . Предельный момент  $M_{пр}$ , который может быть воспринят корпусом стального судна, определяют из условия достижения крайними волокнами эквивалентного бруса (палубы или днища) напряжений, равных пределу текучести, т. е.

$$M_{пр} = \sigma_T W_T,$$

где  $W_T$  — момент сопротивления эквивалентного бруса, вычисленный с учетом тех связей, которые не теряют устойчивости вплоть до напряжений, соответствующих пределу текучести.

Коэффициент запаса прочности устанавливается нормативными документами в зависимости от характера нагрузки (основная, случайная, аварийная) и времени ее воздействия (постоянная, переменная, ударная). Величина его изменяется в пределах 1,35—1,50 для стальных судов и 2,0—2,5 для железобетонных.

**Характеристики прочности судостроительных материалов.** Величины допускаемых напряжений и предельных моментов зависят от прочности использованного материала.

Для стальных судовых конструкций критерием прочности является предел текучести, минимальное значение которого устанавливается в соответствии с ГОСТ 5521—67 на поставку различных марок стали. Широкое применение для судов внутреннего плавания имеет сталь марки С с пределом текучести  $24 \text{ кг/мм}^2$ . Наиболее нагруженные связи корпусов часто делают из сталей с повышенной прочностью. Это марки 09Г2, 10Г2С1Д-35, 10Г2С1Д-40, 10ХСНД с пределом текучести  $\sigma_T$ , равным соответственно 30, 35 и  $40 \text{ кг/мм}^2$ . Так как стали этих марок дороже, целесообразность их применения тщательно обосновывают. Обычно из них выполняют отдельные связи—комингсы люков, палубный стрингер. При рациональном включении легиро-

ванных сталей вес корпуса судов снижается. Например, вес судов длиной 80—120 м уменьшается на 10—15% (при  $L = 120$  м,  $\sigma_T = 40$  кГ/мм<sup>2</sup>). Стоимость постройки таких судов оказывается примерно такой же, как и судов из обычных сталей.

Для конструкций, не участвующих в общем изгибе, нормы Регистра допускают применение стали марок ВМ Ст. Зкп, ВМ Ст. Зпс и ВМ Ст. Зсп с пределом текучести соответственно 22, 23 и 24 кГ/мм<sup>2</sup>.

В судостроении нашли применение легкие сплавы (алюминиево-медно-магниево-марганцевые) марки Д16, АМг-6, АМг-61, из которых изготавливают листы и прокатные профили. Характеристикой их прочности является условный предел текучести, определяемый обычно как напряжение, соответствующее остаточному относительному (0,2%) удлинению образца. Это вызвано отсутствием площадки текучести и нелинейной диаграммой  $\sigma$ — $\epsilon$  для растяжения и сжатия. Дюралюмин Д16 с  $\sigma_T = 28$  кГ/мм<sup>2</sup> используется при строительстве речных клепаных судов. Две другие марки с пределом текучести соответственно 16 и 18 кГ/мм<sup>2</sup> применяются при строительстве сварных корпусных конструкций. Отливки (кнехты, киповые планки и т. п.) выполняют из легких сплавов марок АЛ-9, АЛ-8, АЛ-8У, предел прочности которых соответственно 22, 28 и 35 кГ/мм<sup>2</sup>. Модуль упругости этих сплавов —  $0,7 \cdot 10^6$  кГ/мм<sup>2</sup>, а удельный вес —  $2,7 - 2,85$  тс/м<sup>3</sup>.

Перечисленные сплавы имеют малую поверхностную прочность и при взаимодействии с другими металлами выделяют электролитические пары, поэтому при замене, ремонте, окраске их и т. п. требуется неукоснительно соблюдать специальные правила по технологии проведения этих процессов.

В качестве конструкционного материала используют пластмассы, например стеклопластик, предел прочности которого на растяжение — 20—40, а на сжатие — 30 кГ/мм<sup>2</sup>. Модуль упругости его равен  $(0,1 - 0,2) \cdot 10^6$  кГ/см<sup>2</sup>, а удельный вес —  $1,9$  тс/м<sup>3</sup>.

Применяют также железобетон марки 300—400, предел прочности которого на сжатие кубика с гранью 200 мм в 28-дневном возрасте — 300—400 кГ/см<sup>2</sup>. Модуль упругости железобетона имеет среднее значение порядка  $0,2 \cdot 10^6$  кГ/см<sup>2</sup>. Удельный вес железобетона — около  $2,63$  тс/м<sup>3</sup>. Арматуру изготавливают из круглой горячекатаной стали диаметром 6—22 мм с пределом текучести 24 кГ/мм<sup>2</sup> и стали периодического профиля диаметром 8—30 мм с пределом текучести 35—45 кГ/мм<sup>2</sup>.

## Глава XIX

### КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА СУДНА

#### § 70. Элементы судовых конструкций и системы набора

**Обшивка. Набор.** Конструкция корпуса судна состоит из обшивки и системы подкрепляющих ее продольных и поперечных балок. Обшивку выполняют из стальных листов, толщина которых для речных

судов находится, как правило, в пределах 4—14 мм, обшивку палубы (палубного настила) с большими вырезами в ней (с большим раскрытием люков) — из листов, толщиной 20—22 мм. Подкрепляющие обшивку балки называют набором, который может состоять из профилей стального проката: полосульба или угольника (рис. 142, а). Иногда его изготавливают из профилей, сваренных в виде тавра (рис. 142, б) или с полосой, отогнутой способом холодной штамповки (рис. 142, в). Балки набора из прокатного профиля называются холостыми, а из листового материала — рамными.

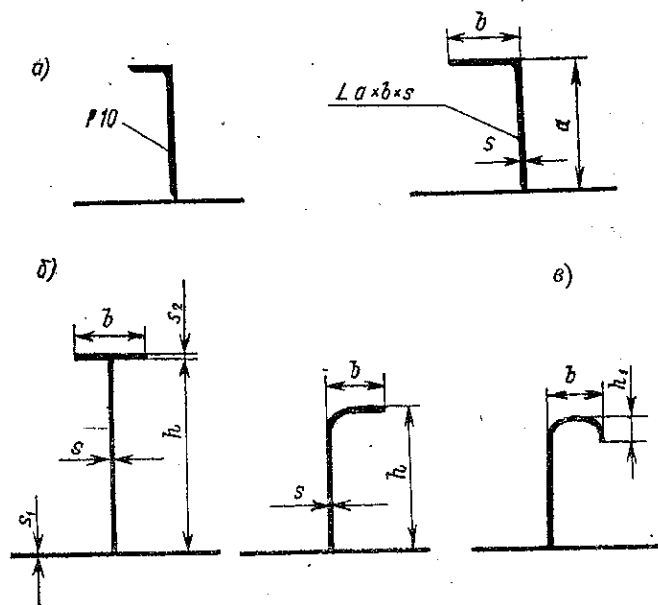


Рис. 142. Балки набора корпуса

Для полного использования материала рамных конструкций, т. е. для обеспечения работы их на изгиб и сложный изгиб без потери устойчивости, соотношения приведенных на рис. 142, б размеров, должны находиться в следующих пределах:

$$s_1 = s \pm 1 \div 2 \text{ мм}; \quad \frac{h}{s} \leq 80; \quad 8 \leq \frac{b}{s_2} \leq 20; \quad \frac{s_2}{s} \leq 2,$$

где  $s_1$  — толщина обшивки или палубного настила;  $s$ ,  $h$  — соответственно толщина и высота стенки;  $s_2$ ,  $b$  — соответственно толщина и ширина полки.

Соотношения размеров штампованных конструкций должны быть

$$\frac{h}{s} \leq 60, \quad b \leq 15s, \quad h_1 = (4 \div 6)s.$$

Для облегчения рамных связей, имеющих высоту более 500 мм, в них делают вырезы. Вблизи их нижней и верхней кромок необходимо устанавливать горизонтальные ребра жесткости — продольные связи

из холостого профиля. Ребра жесткости также следует устанавливать и на балках без вырезов, если  $\frac{h}{s} > 90$ .

Балки набора корпуса, расположенные в разных местах, имеют определенные названия (рис. 143).

*Поперечные балки*, идущие в одной плоскости по днищу, борту и палубе, образуют шпангоутную раму (шпангоут). Отдельные участки шпангоута называют: днищевая ветвь 2, бортовая ветвь 7 и палубная ветвь — бимс 12. В днищевой ветви рамного шпангоута для перетекания воды делают вырез — голубницу 4. *Продольные рамные балки* на днище называются кильсонами 3, по борту — бортовыми стрингерами

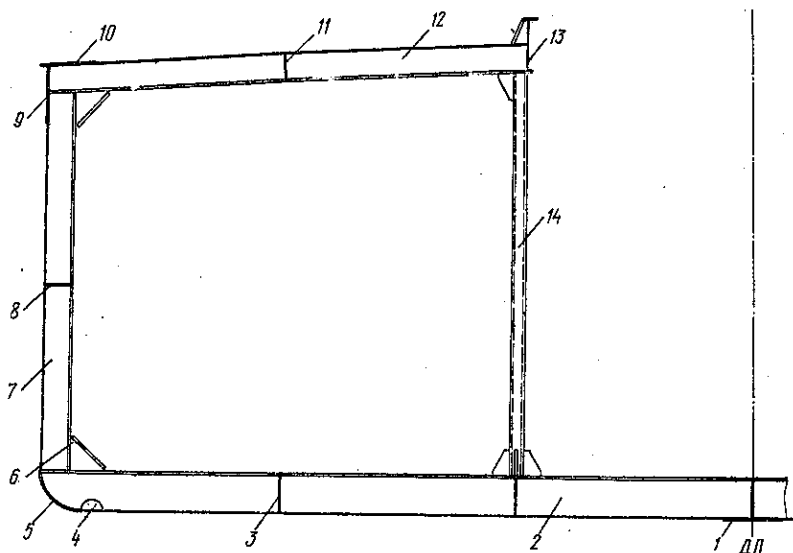


Рис. 143. Сечение корпуса по рамному шпангоуту при поперечной системе набора корпуса

8 и под палубой — карлингсами 11. Усиленные балки, устанавливаемые по периметру вырезов в обшивке корпуса (люков), называются комингсами 13. Стойки, соединяющие балки палубы и днища, называются пиллерсами 14. В местах соединения балок или крепления пиллерса устанавливают кницы 6.

Специальные названия носят и некоторые участки обшивки: килевой пояс 1, скуловой пояс 5, ширстрек 9 и палубный стрингер 10. Толщина листов этих участков обшивки обычно принимается на 0,5—1 мм больше, чем у соседних листов.

**Системы набора корпуса.** В зависимости от расстояния между связями корпуса — балками набора — различают продольную и поперечную системы набора. Если продольные балки набора расположены чаще, чем поперечные (длинная кромка опорного контура пластин идет



вдоль корпуса судна), то система набора носит название продольной. Если же балки поперечного направления расположены чаще, чем продольные (контурная рамка вытянута поперек судна), то система набора называется поперечной. Рассмотрим схемы конструкций днищевое перекрытия отсека, ограниченного переборками 1 при поперечной и продольной системах набора (рис. 144).

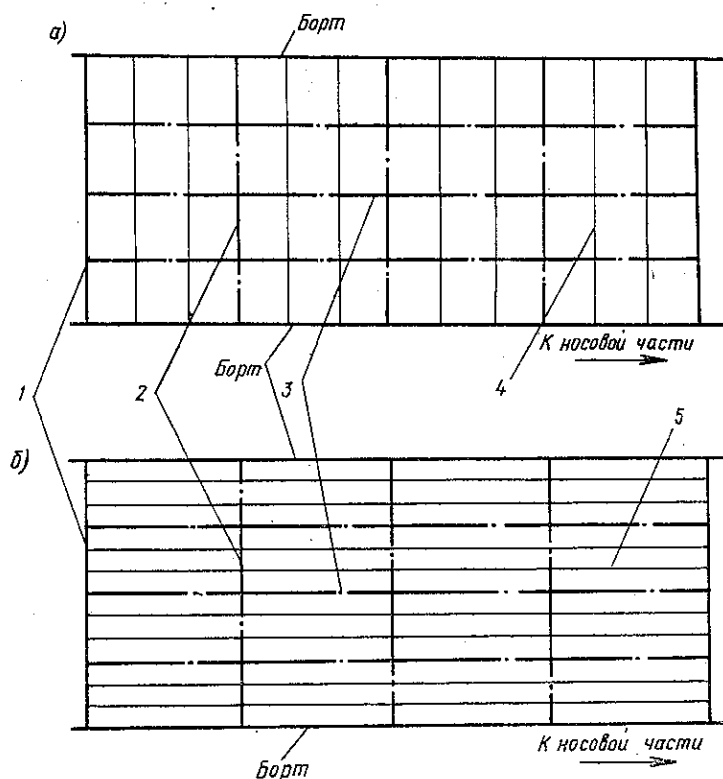


Рис. 144. Схема конструкции днищевое перекрытия:  
а — при поперечной системе набора; б — при продольной

Поперечная система набора (рис. 144, а) состоит из поперечных балок (шпангоутов) из рамного 2 и холостого профиля 4. В соответствии с Правилами Речного Регистра РСФСР расстояние между соседними поперечными балками — шпация — равно 550—600 мм в зависимости от класса судна. Рамные и холостые балки чередуются по-разному, в зависимости от типа судна и назначения отсека. Как правило, расстояние между рамными связями не превышает четырех шпаций. Продольные связи при поперечной системе набора выполняются только из рамного профиля 3. Они отстоят друг от друга на 1500—2500 мм.

*Продольная система набора* (рис. 144, б) состоит из продольных балок из рамного 3 и холостого профиля 5. Рамные балки отстоят друг от друга на 1500—2500 мм, а между ними устанавливаются холостые балки (продольные ребра жесткости) так, чтобы расстояние между ними было в пределах 500—600 мм. Поперечные связи 2 имеют только рамный профиль и отстоят друг от друга на три-четыре шпации, т. е. на 1650—2400 мм.

Выбор системы набора для каждого перекрытия зависит главным образом от особенностей восприятия внешних усилий в составе корпуса судна, а также от технологии постройки.

При редко расположенных продольных связях, что характерно для поперечной системы набора, участие в общем изгибе (в составе эквивалентного бруса) принимает только часть обшивки вблизи жестких связей (присоединенные пояски). Если же между редко расставленными рамными балками продольного набора дополнительно поставить ребра жесткости, то при их определенном количестве вся обшивка будет включаться в общий изгиб. Система набора при этом будет продольной. Следовательно, если толщина обшивки палубы и днища при полном ее включении в состав эквивалентного бруса получается незначительной и во всяком случае меньше, чем это установлено Правилами Регистра для каждого класса судна (нормативные значения толщин учитывают коррозионный износ, местные удары и т. п.), то для такого судна целесообразно принять поперечную систему набора корпуса. Если же при полном включении листов обшивки в эквивалентный брус окажется, что их толщина больше нормативных значений, то имеет смысл применить продольную систему набора.

Местные нагрузки лучше воспринимаются конструкцией, которая имеет часто расположенные поперечные балки, так как для большинства судов поперечные балки короче и, следовательно, при одинаковом профиле имеют большую жесткость. Условия технологичности накладывают ограничения лишь при криволинейных обводах корпуса. При этом предпочтение отдается поперечной системе набора. Чтобы удовлетворить требованиям прочности и одновременно технологичности постройки, выбирают систему набора всего корпуса судна. При этом все перекрытия могут иметь одинаковую систему набора (поперечную или продольную) или смешанную.

*Смешанная система набора* была предложена акад. Ю. А. Шиманским. При такой системе набора в средней части судна (в зоне действия наибольших изгибающих моментов от общего изгиба) наиболее напряженные участки эквивалентного бруса — палуба и днище — набирают по продольной системе набора, а борта — по поперечной системе, так как играют незначительную роль в увеличении момента сопротивления эквивалентного бруса и подвергаются значительным местным ударам. Носовую и кормовую оконечности выполняют целиком по поперечной системе набора. Протяженность этих участков корпуса определяется проектировщиком, в среднем они составляют примерно четверть длины судна.

Короткие суда с криволинейными очертаниями корпуса (буксиры, малые пассажирские суда типа «ОМ», «Москвич» и т. п.) имеют попе-

речную систему набора, а суда значительной длины, особенно грузовые, имеющие большие изгибающие моменты от общего изгиба, с большой цилиндрической вставкой и плоскими перекрытиями, строят по смешанной системе набора.

### § 71. Типы конструкций корпуса судна

**Соединение балок набора.** Существуют определенные положения, обязательные при конструировании соединений. Соединения можно классифицировать по взаимному расположению соединяемых элементов и по виду профилей соединяемых элементов.

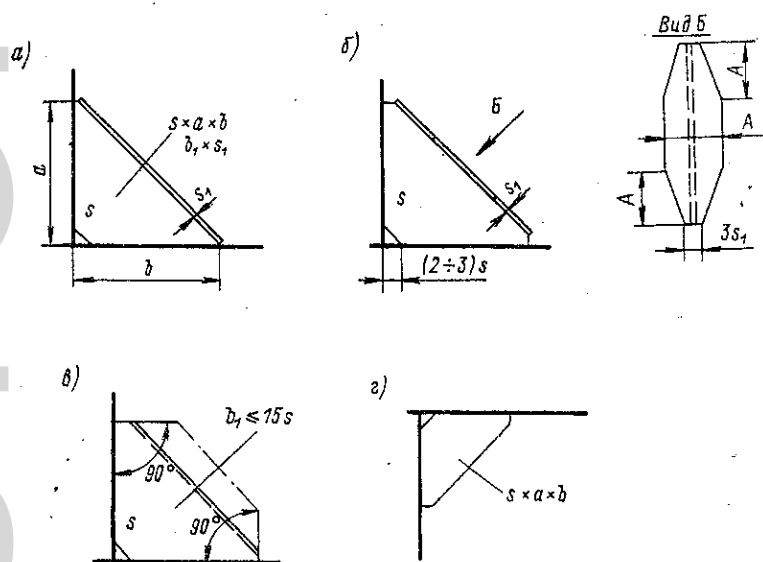


Рис. 145. Типы книц

Требования при конструировании соединений касаются выбора размера и типа книц. Толщина кницы должна быть не меньше толщины наиболее слабого из соединяемых элементов, а длина стороны кницы определяется профилями соединяемых балок. Так, при соединении рамных связей катет кницы должен быть не менее высоты наиболее слабого из соединяемых элементов, а при соединении холостых связей не менее 2,0—2,5 высот меньшего из профилей.

Регистр рекомендует использовать кницы четырех типов: с полосой, свариваемой с соединяемыми элементами (рис. 145, а); с полосой, не доходящей до соединяемых элементов (б); с отогнутым фланцем (в); без полосы и фланца (г). Выбор конструкции кницы зависит от вида соединяемых профилей. Так, для соединения рамных элементов применяется конструкция типа а, реже — б, для соединения холостой и рамной связей используют конструкцию типа в и г, реже — а и б. Все

кницы размером свыше 250 мм должны иметь по свободной кромке фланец, ширина которого равна 15 толщинам, или полосу, соответствующую по размерам полосе наиболее слабого из соединяемых профилей.

**Поперечная система набора.** Все перекрытия корпуса имеют одинаковую (поперечную) систему набора. На каждом перекрытии возможно различное чередование рамных и холостых балок, поэтому существует три вида шпангоутов: рамный, флорный и холостой. *Рамный*

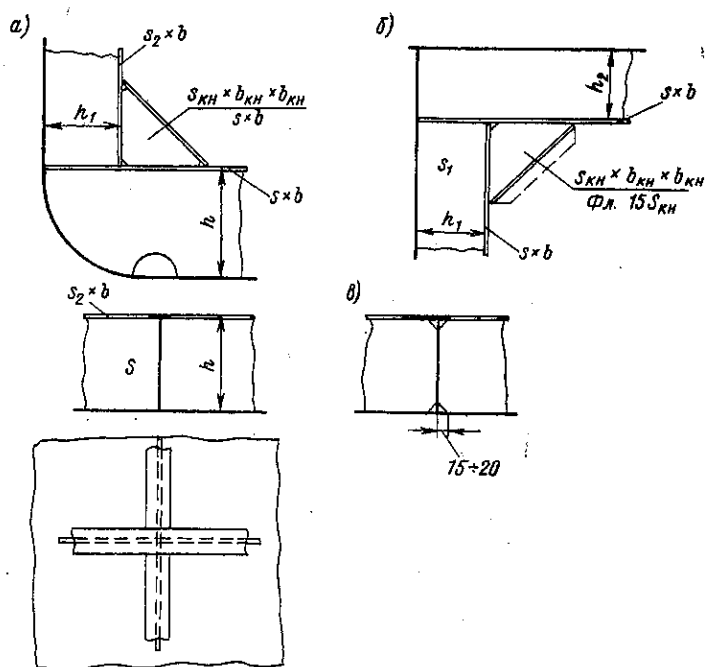


Рис. 146. Соединения рамных связей

*шпангоут* (см. рис. 143) по своему периметру состоит из сварных балок таврового сечения или штампованных. В соответствии с общими указаниями по соединению рамных связей на рис. 146 показаны скуловой и подпалубный узлы (рис. 146, а и б), а также узел пересечения шпангоута и кильсона (рис. 146, в). Очевидно, что в пересечении одна из связей сплошная, а вторая — сперва разрезана, а затем сварены ее стенки и полки. Целесообразность изготовления сплошной балки того или иного направления определяется системой набора и технологией постройки. При поперечной системе набора обычно неразрезными делают шпангоуты, а разрезными — продольные связи.

*Флорный шпангоут* (рис. 147) образован из рамной балки по днищу и холостых по борту и палубе. Соединение бортовой и днищевой ветви осуществляется кницей с отогнутым фланцем, катет которой равен

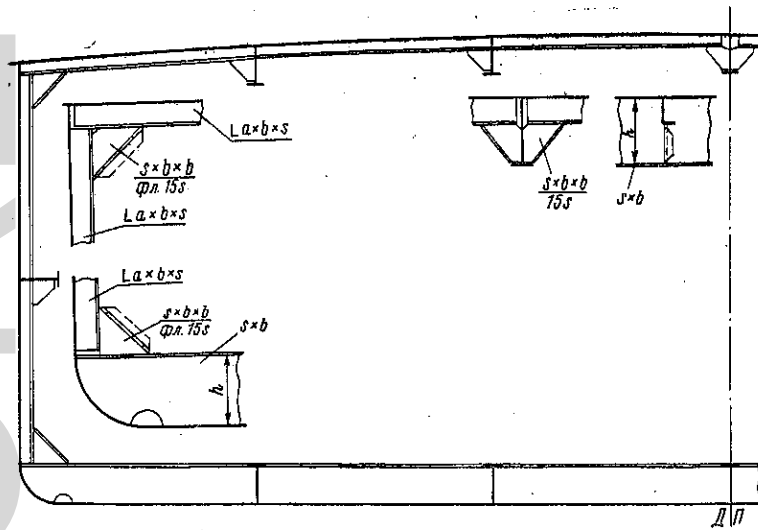


Рис. 147. Сечение корпуса по флорному шпангоуту

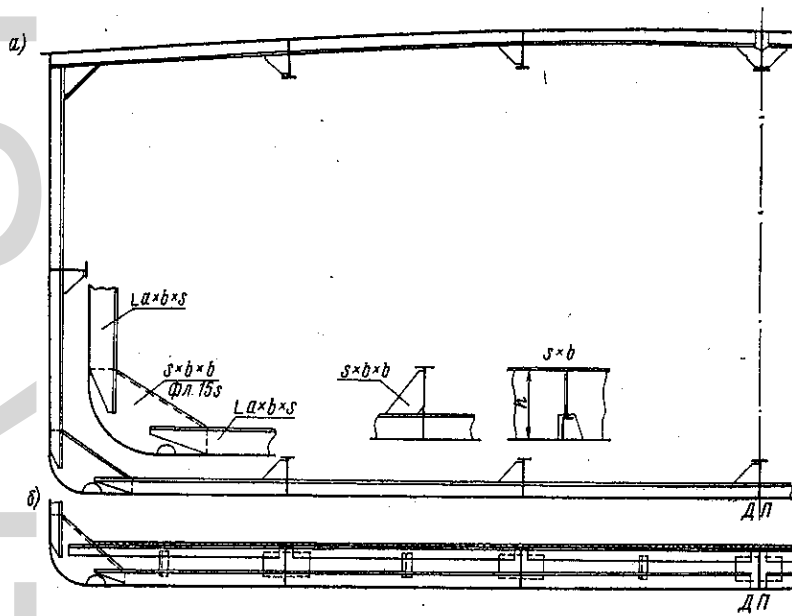


Рис. 148. Сечение корпуса по холостому (а) и бракетному шпангоутам (б)

2,0—2,5 высотам холостого профиля. В пересечении диаметрального карлингса и холостого бимса поставлена кница с фланцем. Один катет ее определяется высотой рамного профиля (зазор между профилем и кромкой кницы 5—10 мм), а другой должен быть равен 2,0—2,5 высотам холостого профиля.

*Холостой шпангоут* (рис. 148, а) имеет холостые балки по всему периметру. Размеры и типы книц в узлах должны соответствовать общим требованиям. В районе грузовых трюмов в сечении по холостому шпангоуту для дополнительной поддержки настила (слани) ставят еще один угольник (подсланевый). Этот подсланевый угольник соединяют с холостым шпангоутом днища специальной кницей (бракетой). Такой шпангоут называют холостым шпангоутом с подсланевым угольником, или бракетным шпангоутом (рис. 148, б).

По длине судна все виды шпангоутов можно чередовать, и, таким образом, можно спроектировать корпус с наименьшим весом. Необходимую последовательность размещения шпангоутов различных типов устанавливают в соответствии с расчетом. Однако при разнотипных шпангоутах рамные балки получаются более высокими и уменьшают эффективный объем трюма, при этом усложняется и технология постройки судна.

Конструкция отсека (участка между поперечными переборками) с поперечной системой набора схематически представлена на рис. 149. Рамные шпангоуты 1 поставлены через четыре шпации, а между ними располагаются соответственно холостой 2, флорный 3 и опять холостой шпангоуты, т. е. шпангоуты чередуются в таком порядке: рамный, холостой, флорный, холостой, рамный. Продольные связи выполнены из рамного профиля: по днищу — три кильсона 4 и по борту — один бортовой стрингер 5. Конструкция палубы аналогична конструкции днища.

**Продольная система набора.** Сечение корпуса с продольной системой набора показано на рис. 150. Продольные холостые балки на всех перекрытиях проводят в специальные вырезы в рамных шпангоутах, а затем приваривают. Эти соединения могут быть выполнены и с кницей, подобно показанному на рис. 148 для пересечения холостого шпангоута с кильсоном. Поперечные балки (шпангоуты) имеют только рамный профиль.

**Смешанная система набора.** Принципиальная схема отсека с такой системой набора показана на рис. 151. Рамные шпангоуты 1 поставлены через три шпации, а между ними по борту имеется по два холостых шпангоута 2. Продольные рамные связи состоят из трех кильсонов 3 и бортового стрингера 4. Между кильсонами поставлено по два холостых ребра 5. Поперечные сечения по рамному шпангоуту и по холостому шпангоуту борта показаны на рис. 152, а и б.

Грузовые суда часто имеют конструкцию корпуса со смешанной системой набора и с двойным дном и двойными бортами. По типу образования поперечного сечения различают конструкции с двойным дном, доведенным до наружного борта (рис. 153, а, б), или с внутренним бортом, доведенным до днища (рис. 153, в, г). Наружный и внутренний борта имеют, как правило, одинаковую конструкцию. Рамные

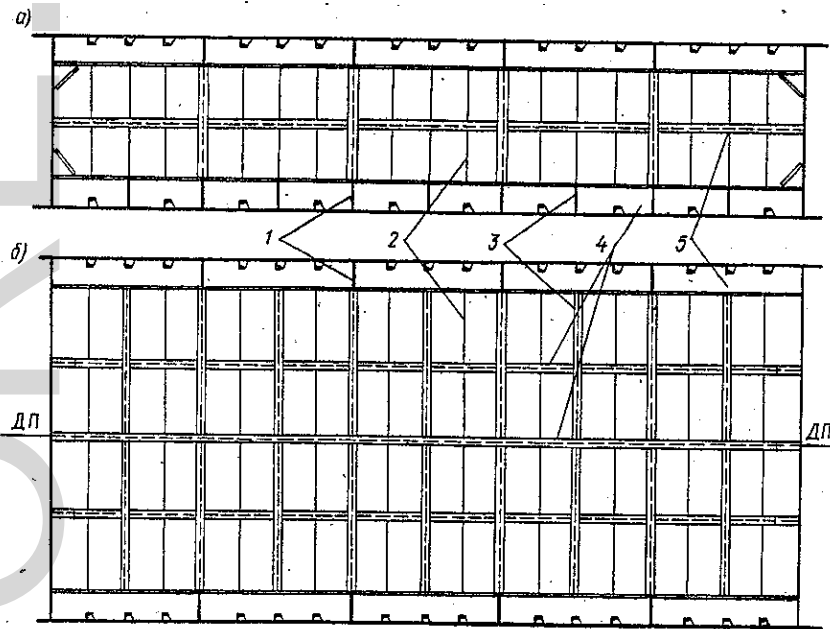


Рис. 149. Схема конструкции отсека с поперечной системой набора:  
 а — продольное сечение; б — план днища

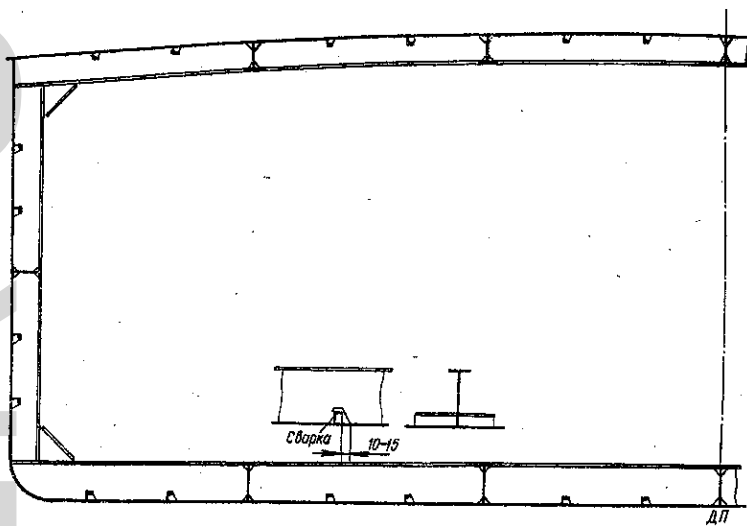


Рис. 150. Поперечное сечение корпуса при продольной системе набора

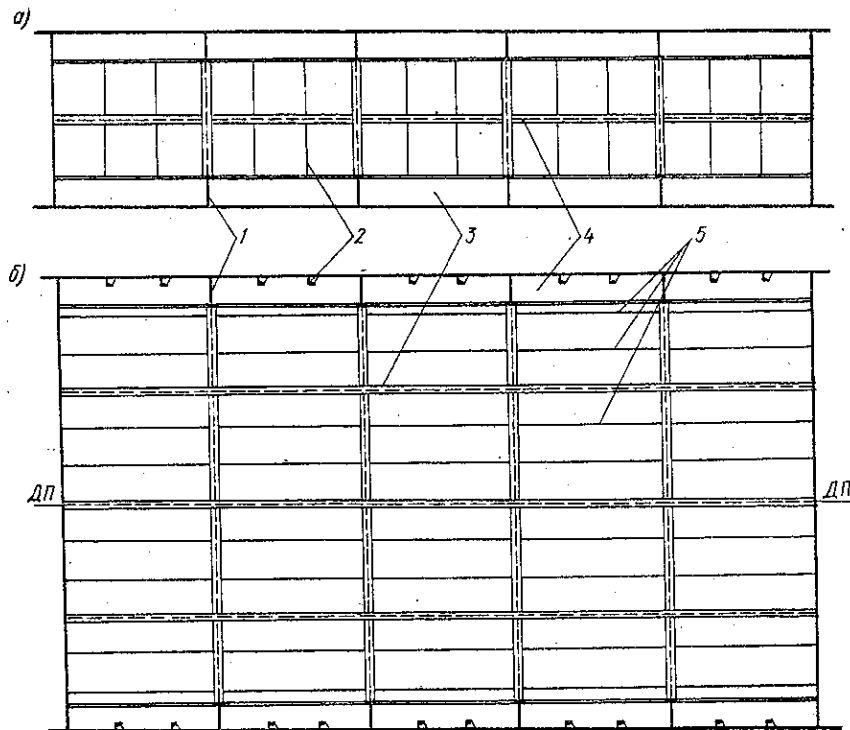


Рис. 151. Схема конструкции отсека со смешанной системой набора

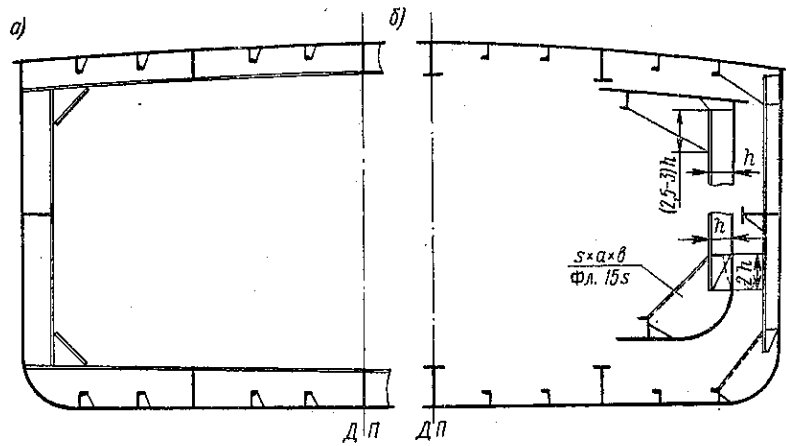


Рис. 152. Поперечные сечения судна со смешанной системой набора



шпангоуты устанавливают через три-четыре шпации. В днищевой ветви рамного шпангоута и в кильсонах делают вырезы, снижающие вес и позволяющие осматривать междудонное пространство. Правило размещения продольных связей остается таким же, как при смешанной системе без двойного дна.

На рис. 154 показаны поперечные сечения грузового теплохода катамаранного типа грузоподъемностью 1000 т. Корпус судна имеет смешанную систему набора. По продольной системе набраны днище

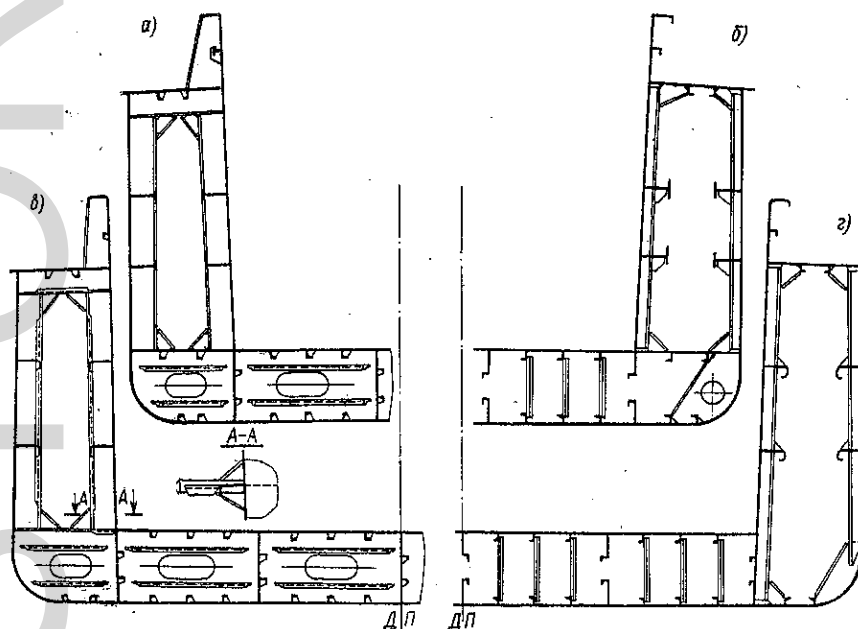


Рис. 153. Поперечные сечения судна со смешанной системой набора с двойным дном и двойными бортами

и палуба, включая палубу соединительного моста. Рамные шпангоуты поставлены через три шпации. Рамные продольные связи установлены в ДП каждого корпуса (диаметральный кильсон и карлингс) и в ДП соединительного моста.

В настоящее время в производство внедряют своеобразную конструкцию судов, перевозящих жидкие грузы. Корпус судна в районе грузовых трюмов выполняют в виде цилиндров (оболочек), одного, двух или трех. Такого типа судно грузоподъемностью 150 т уже построено. На рис. 155 приведены общая схема расположения цистерн (а) по длине танкера, а также сечения (б) по рамному и холостому шпангоутам. Емкости для жидкого груза имеют форму цилиндров (два в средней части и один в носовой), внутри которых между пере-

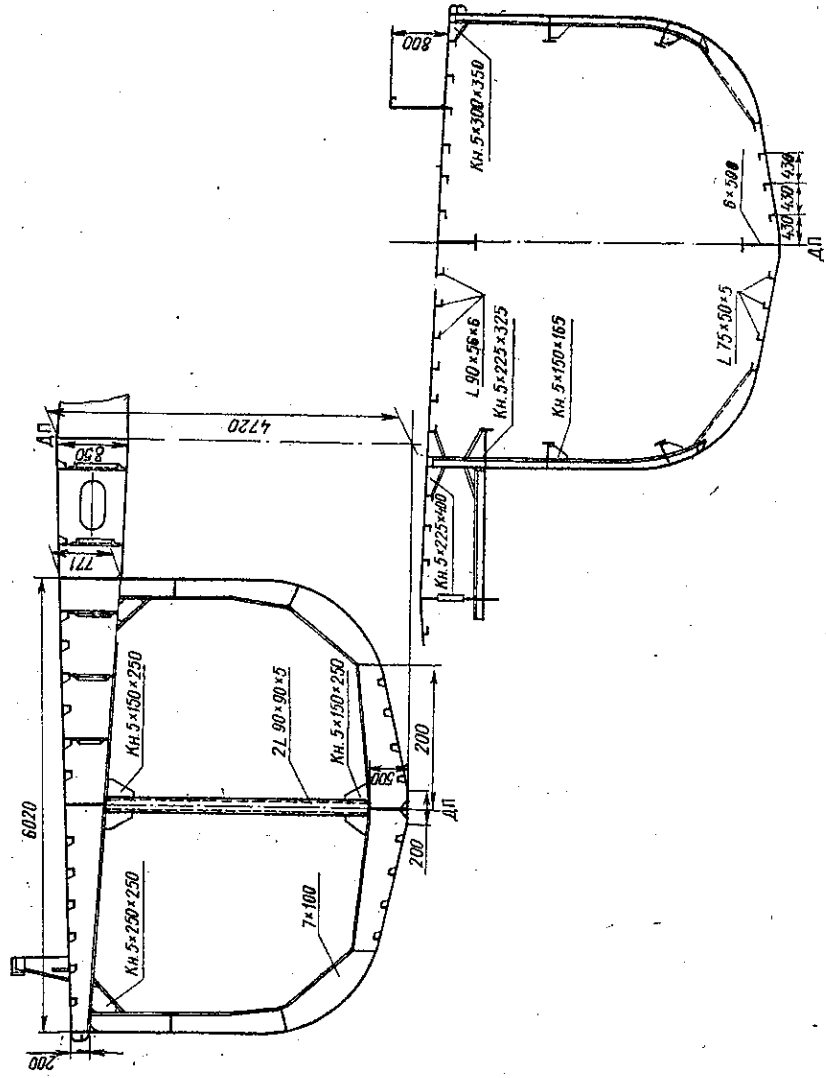


Рис. 154. Поперечные сечения грузового теплохода катамаранного типа

борками имеется один шпангоут, выполненный в виде кольца с вырезом в нижней части. Вне оболочек судно имеет поперечную систему набора. Шпация — 600 мм. Рамные шпангоуты поставлены через четыре шпации. Продольные связи — один кильсон, расположенный

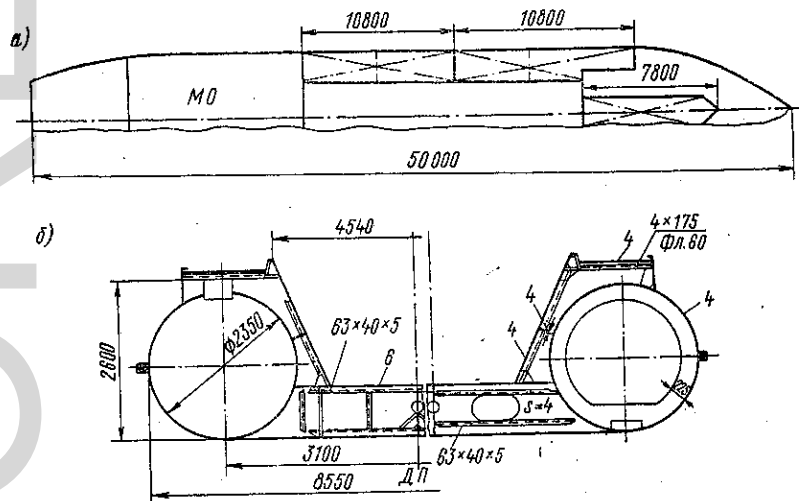


Рис. 155. Поперечные сечения танкера оболочечной конструкции

в диаметральной плоскости, и бортовые стрингеры, выполненные в виде листа, соединяющего оболочку с внутренним бортом.

## § 72. Некоторые особенности конструкций корпусов

Конструирование корпуса в районе машинного отделения, оконечностей, водонепроницаемых переборок, имеет свои особенности. Так, при проектировании отдельных конструкций машинного отделения и оконечностей следует помнить о наличии здесь вибрации.

**Конструкция корпуса в машинном отделении.** Корпус судна в районе машинного отделения имеет поперечную систему набора. Обшивка и набор подвергаются воздействию дополнительных усилий от работы механизмов, а днищевое перекрытие, кроме того, интенсивной коррозии под воздействием повышенной температуры и загрязненной подсланевой воды. Поэтому днищевые ветви всех шпангоутов делают из рамного профиля, имеющего момент инерции на 40—50% больше, чем у рамных шпангоутов трюмов. Увеличения момента инерции можно достичь за счет утолщения стенки и полки профиля.

Расположение кильсонов зависит от количества и размеров главных двигателей. Для установки каждого двигателя нужны два кильсона, которые усиливаются и образуют фундамент. Количество кильсонов и фундаментов оказывается больше, чем в соседних трюмах, поэтому приходится выполнять конструктивные мероприятия, обеспе-

чивающие перевязку продольных связей. Схема конструкции днищевых перекрытий машинных отделений с одним (а) и двумя двигателями (б, в — разные варианты) приведена на рис. 156.

Фундаменты под двигатели делают сплошными (непрерывными), а шпангоуты — разрезными. Соединение осуществляется с постановкой специальных книц (рис. 157). Высота фундамента определяется диаметром винта, типом двигателя, его весом и местом установки. Линию валопровода стремятся делать горизонтальной, хотя возможно наличие уклона до  $3^\circ$ . Гребной вал (рис. 158, а) обычно состоит из нескольких участков, соединяемых специальными муфтами 3. Все участки вала опираются на подшипники 4, вблизи двигателя устанавливается упорный подшипник 5, воспринимающий усилие от упора гребного винта. Для обеспечения водонепроницаемости переборок в местах прохода гребного вала размещают специальные стаканы 2, а водонепроницаемость корпуса обеспечивается дейдвудным устройством 1. Конструктивно дейдвуд (рис. 158, б) состоит из основной трубы 1, приваренной к корпусным конструкциям 2, подшипников 3, смазка которых обеспечивается забортной водой по системе трубок 4, и специальных уплотнительных устройств 5.

Установка вспомогательных двигателей, насосов и другого механического оборудования производится на фундаменты, которые имеют прочную связь с элементами набора корпуса.

**Особенности конструкции оконечностей.** К оконечностям относят часть корпуса в пределах 10—20% его длины. Носовая оконечность подвергается частым ударам при столкновениях, посадке на мель и плавании во льдах. Кормовая часть корпуса воспринимает значительные усилия, вызываемые работой гребных винтов. Как уже отмечалось, в оконечностях применяется только поперечная система набора. Шпация по сравнению со средней частью судна здесь уменьшается на 50 мм, а для судов, плавающих во льдах, — на 100 мм. Днищевые участки шпангоутов выполняют только из рамного профиля. Бортовой набор усиливают как за счет увеличения числа рамных шпангоутов, так и за счет увеличения их профиля. В оконечностях увеличивают и толщину обшивки на 0,5—1 мм. Конструирование шпангоутов проводят с учетом действительных очертаний судна, которые, как правило, имеют индивидуальный характер. Носовая оконечность оканчивается форштевнем, форму которого выполняют в соответствии с конфигурацией диаметрального батокса на теоретическом чертеже. Форштевни изготавливают из стального листа специальных поволоков или из угольников. На рис. 159, а показана носовая конструкция; форштевень выполнен из утолщенной полосы. Конструкция кормовой оконечности определяется еще большим количеством факторов: очертанием диаметрального батокса, типом и количеством рулей и движителей. На рис. 159, б показана конструкция кормовой оконечности сухогрузного теплохода.

**Водонепроницаемые переборки.** Продольные и поперечные переборки обычно имеют конструкцию, аналогичную борту. Однако расчетные усилия на переборку действуют только в случае аварии, поэтому допускаемые напряжения могут быть увеличены, толщины ли-

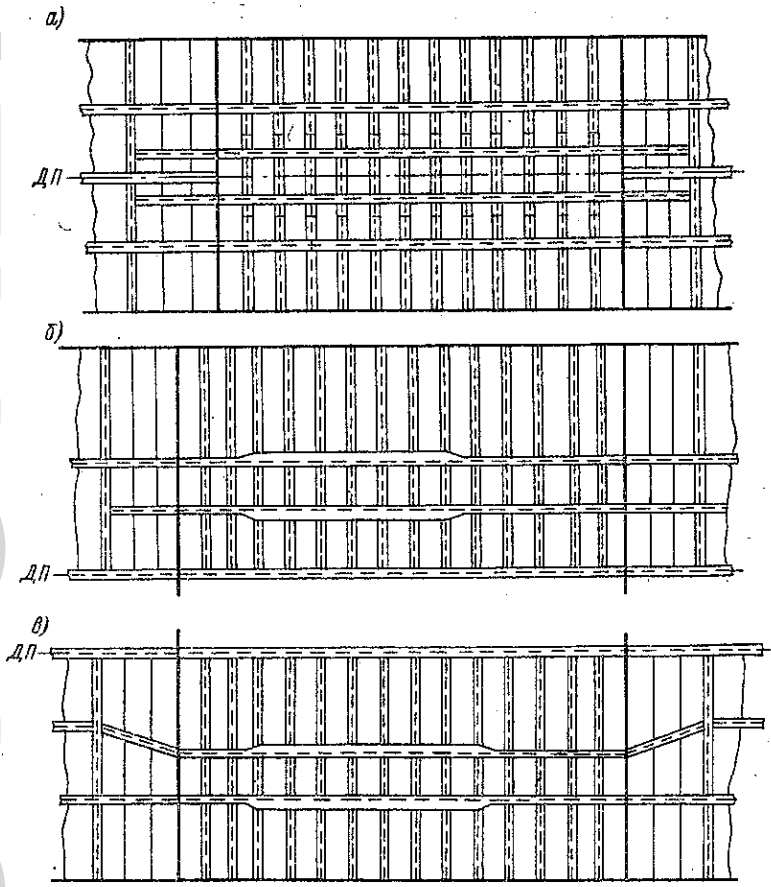


Рис. 156. Схемы конструкции днищевое перекрытия машинного отделения

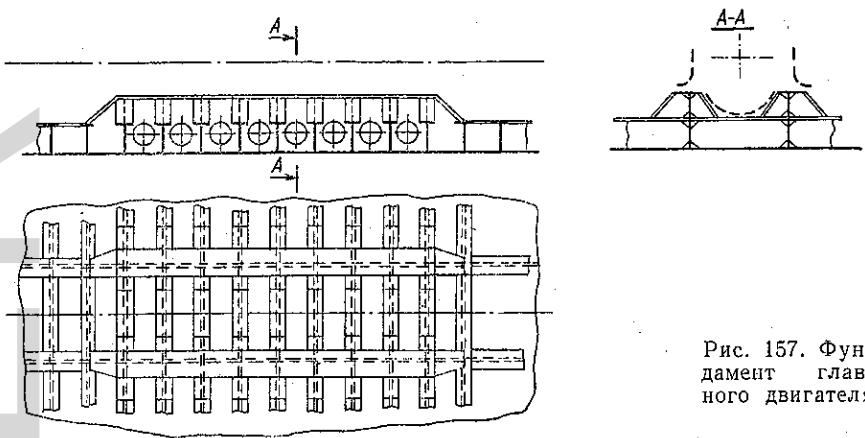


Рис. 157. Фундамент главного двигателя

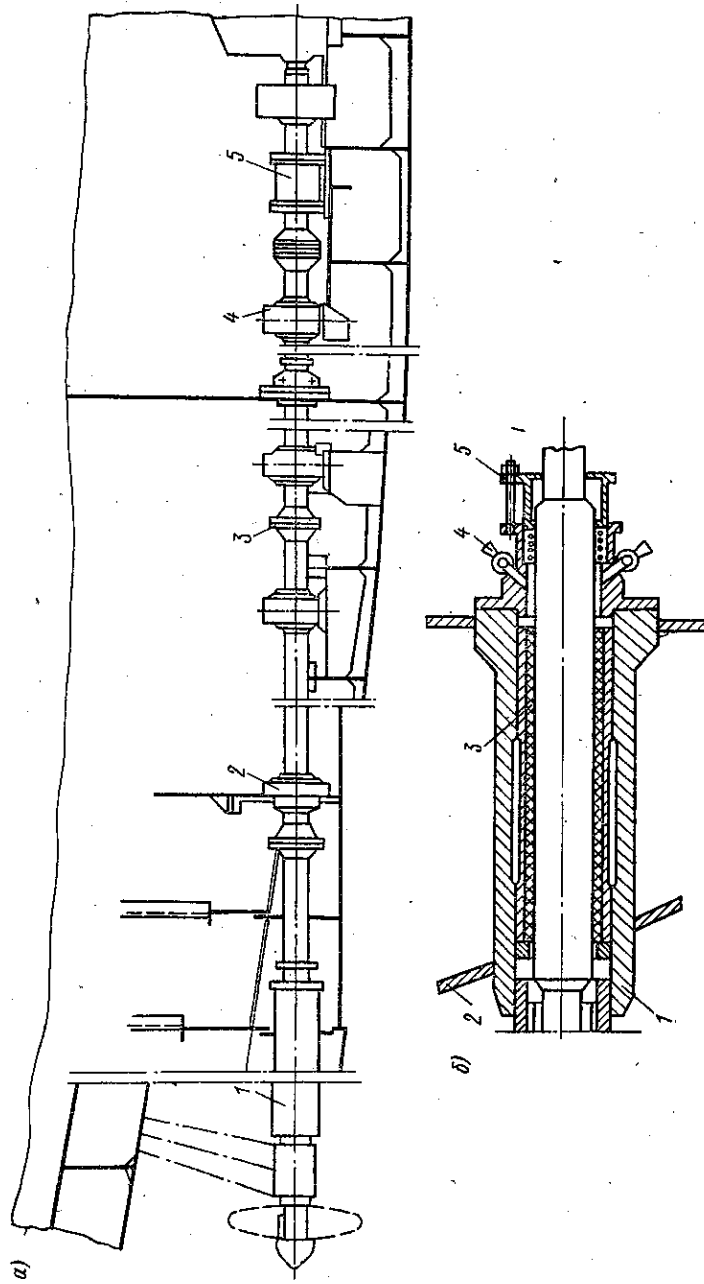


Рис. 158. Схема устройства валопровода

стов снижены, а профили набора ослаблены по сравнению с бортом. Длинные стороны листов на переборке располагают горизонтально, причем нижний пояс делают на 0,5—1,0 мм толще, так как эта зона подвергается повышенным нагрузкам и усиленной коррозии. К полотну переборки приваривают балки набора. На рис. 160, а показана конструкция поперечной переборки для судна с поперечной системой набора. Вертикальные балки в зоне примыкания к кильсонам и карлингсам обычно имеют рамный профиль и называются контрфорсами 1. Между рамными балками ставят вертикальные ребра жесткости 2.

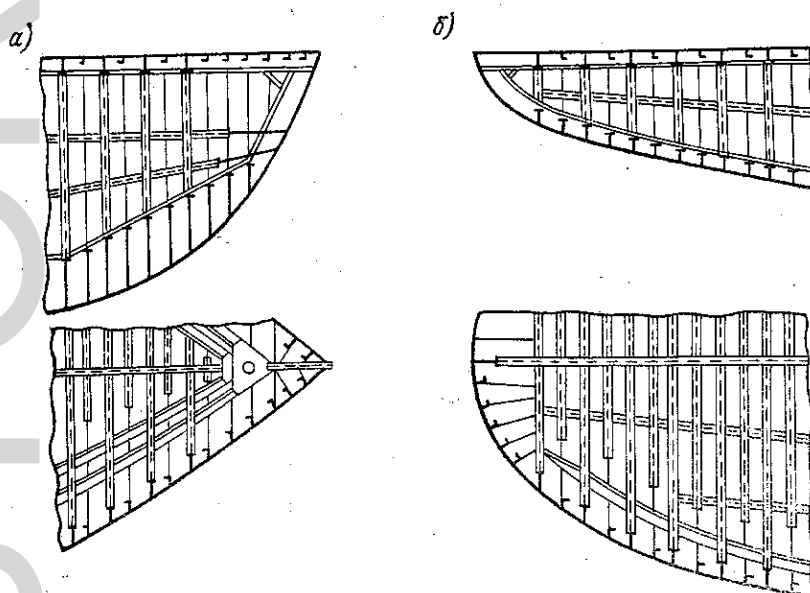


Рис. 159. Схема конструкции носовой (а) и кормовой (б) оконечностей

Горизонтальные балки переборок имеют, как правило, рамный профиль, ставятся в плоскости бортового стрингера и называются шельфом 3.

В ряде случаев устанавливают гофрированные переборки, изготовленные из листов методом холодной штамповки. Профили гофра делают в виде трапеции или полукруга (рис. 160, б). Гофры на переборке могут располагаться вертикально и горизонтально. Размеры элементов гофрированных листов регламентируются Правилами Регистра. Гофрированные переборки имеют при равной прочности вес на 15—20% ниже обычных. Их применение снижает трудоемкость работ при строительстве. Основным недостатком таких конструкций является большая сложность ремонта поврежденных участков.

**Конструктивные особенности, вызываемые наличием вибрации.** Вибрация корпуса судна в целом и отдельных его конструкций может

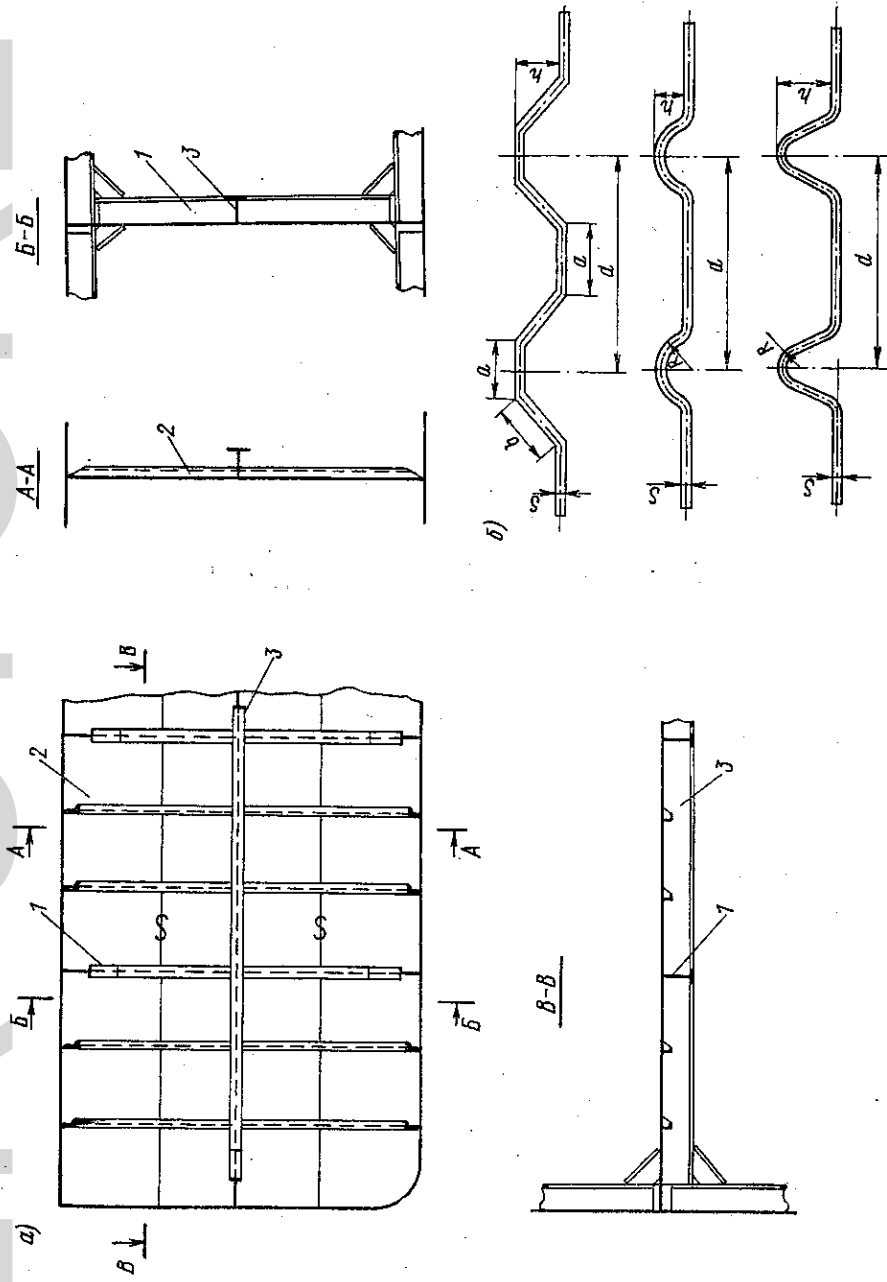


Рис. 160. Конструкции поперечной переборки с набором (а). Виды гофров (б)



появиться в результате действия периодических сил, возникающих при работе гребных винтов, или неуравновешенных сил инерции движущихся масс механизмов и главных двигателей.

В настоящее время вибрация судовых механизмов, как правило, не вызывает опасений. Однако бывают случаи, когда собственная частота колебаний корпусных конструкций, расположенных вблизи механизмов, оказывается близкой к частоте периодических усилий, создаваемых механизмами. Тогда, даже при достаточно хорошо уравновешенных механизмах, возникают резонансные колебания, для гашения которых приходится изменять жесткость конструкций (ставить дополнительные балки набора), устанавливать специальные виброгасители или сами механизмы ставить на амортизаторы. Следствием вибрации механизмов является еще одно нежелательное явление — шум. На современных судах с большой энерговооруженностью уровень шума возрос настолько, что для его снижения (до норм, установленных санитарными правилами) необходимо применять специальные

звукоизолирующие конструкции в районе машинного отделения, машинных шахт и смежных с ними помещений. Изоляция осуществляется (рис. 161, а) укладкой на судовую конструкцию 1 слоя виброгасящего материала 2 (он же выполняет и роль теплоизоляции) с последующей зашивкой 3 листами фанеры, пластика и т. п. Повышенными изолирующими свойствами обладает конструкция с воздушными промежутками (рис. 161, б) и специальными звукопоглощающими материалами 4.

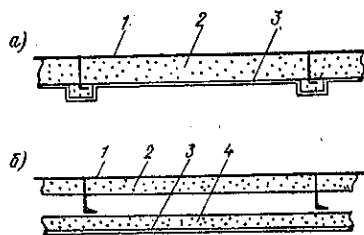


Рис. 161. Конструктивные схемы изоляции

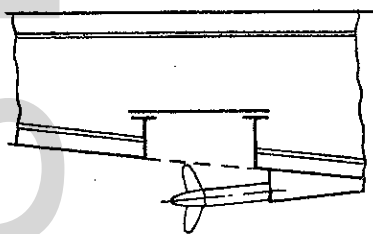


Рис. 162. Схема устройства ниши над гребным винтом

Периодические гидродинамические силы от работы гребных винтов вызывают вибрацию корпуса, главным образом кормовой оконечности.

Вибрации с частотой, равной числу оборотов винта (вибрации с частотой первого порядка), объясняются механической или гидродинамической неуравновешенностью. Механическая неуравновешенность практически отсутствует (этому способствуют достаточно жесткие нормы на статическую и динамическую балансировку винтов и на устройство валовой линии). Гидродинамическая неуравновешенность возникает из-за неравномерного выполнения шага сечений на одной или нескольких лопастях.

Вибрация с частотой, равной произведению числа оборотов гребного винта на число лопастей (вибрация с частотой второго порядка), — результат главным образом неравномерного распределения скоростей потока по площади диска винта. Возникающие пульсирующие гидро-

динамические давления передаются корпусу в основном через участок днища над винтами. Площадь, через которую передается усилие на корпус, считают равной примерно  $0,75 D$  ( $D$  — диаметр винта) с максимальным давлением в плоскости диска винта. При проектировании судна этот участок корпуса конструируют так, чтобы частота собственных колебаний отличалась от частот вынужденных колебаний не менее чем в 1,3 раза. Винт размещают с зазором между кромкой лопасти и обшивкой корпуса не менее  $0,15 D$  для тихоходных и  $0,25 D$  для быстроходных судов.

Иногда все же приходится уменьшать вибрацию с помощью специальных мероприятий. К их числу относятся создание воздушной пелены между корпусом и винтами, покрытие этого участка корпуса слоем специальной резины или мастики; устройство в корпусе над винтами специальных ниш (рис. 162); установка динамических виброгасителей и различных демпферов. В отдельных случаях приходится менять гребные винты (как правило, с повышенным числом лопастей) или изменять их частоту вращения на различных режимах движения.

### § 73. Конструкция корпусов из легких сплавов и неметаллических материалов

**Корпус из легких сплавов.** Из таких материалов строят корпуса быстроходных судов, для которых большое значение имеет снижение собственного веса. К этой категории относятся суда на подводных крыльях (СПК), на воздушной подушке (СВП) и глиссирующие. Эти суда бывают клепаными и сварными. Балки набора корпусов выполняют в основном из прокатного профиля, изготовленного по нормам МАП-АН-1089 в виде равнобоких и неравнобоких угольников, зетов, углубульбов, швеллеров и др. Конструкция пересечений балок определяется способом соединения (клепка или сварка) и принятой схемой расположения связей. Используют две схемы расположения связей: в соответствии с первой продольные и поперечные балки крепятся к обшивке (так же, как у судов из стали); в соответствии со второй продольные связи крепятся к обшивке, а поперечные (шпангоуты) — к продольным связям. Такие шпангоуты называют накладными или навесными. Последнюю схему применяют при конструировании СПК.

На рис. 163 приведено поперечное сечение СПК типа «Ракета». Корпус и надстройка составляют единый комплекс, т. е. днище и главная палуба прочно соединены с надстройкой. Система набора смешанная. Перекрытия днища, палубы и крыши надстройки имеют продольную систему набора, а борта — поперечную. Соединение элементов корпуса осуществлено клепкой. Продольный набор выполнен из прокатного зетового профиля. Расстояние между продольными балками — 200 мм. Шпангоуты навесные. Шпация — 550 мм в корпусе и 1100 в надстройке. Профили сечений составлены из листов и балок проката. В зоне пересечения шпангоутов и продольных балок установлены специальные прокладки, которые обеспечивают совместную работу связей обоих направлений. Аналогичную конструкцию имеют

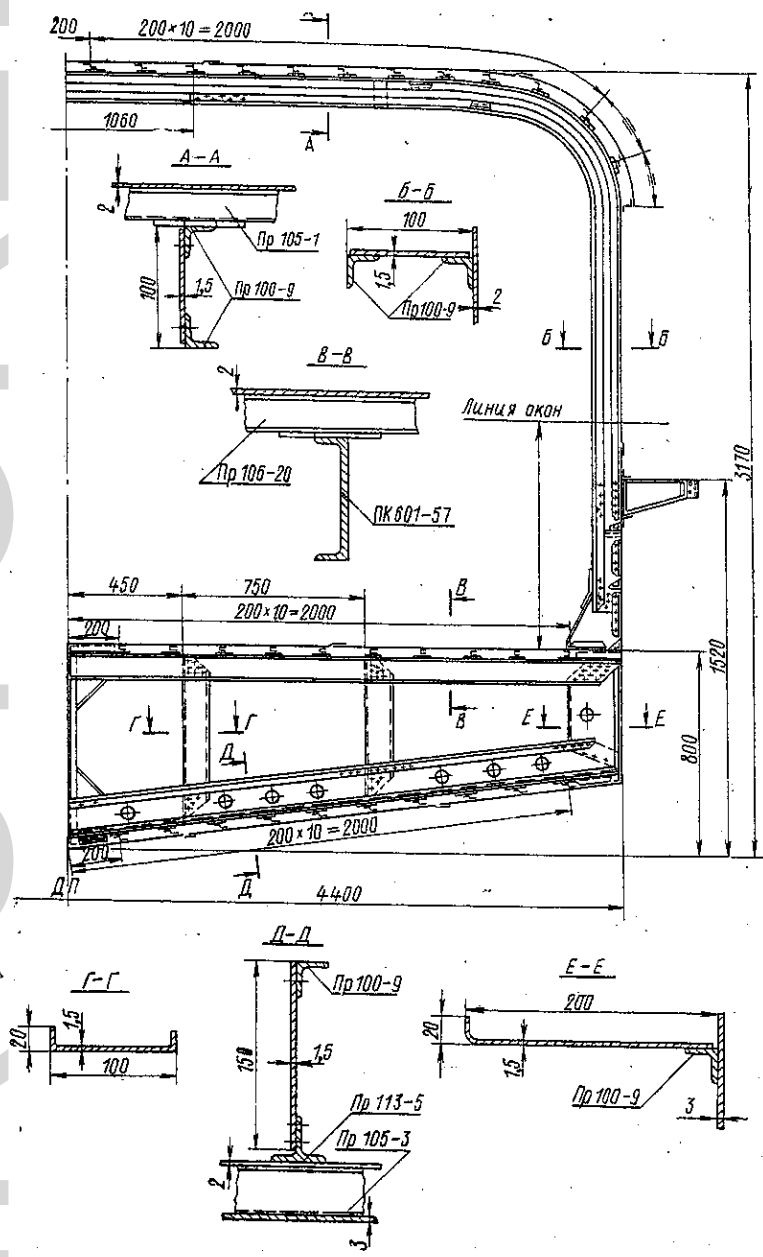


Рис. 163. Поперечное сечение СПК типа «Ракета» по рамному шпангоуту

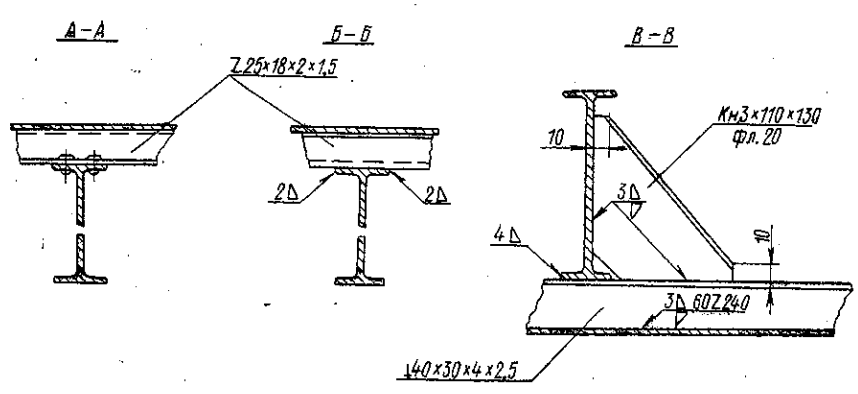
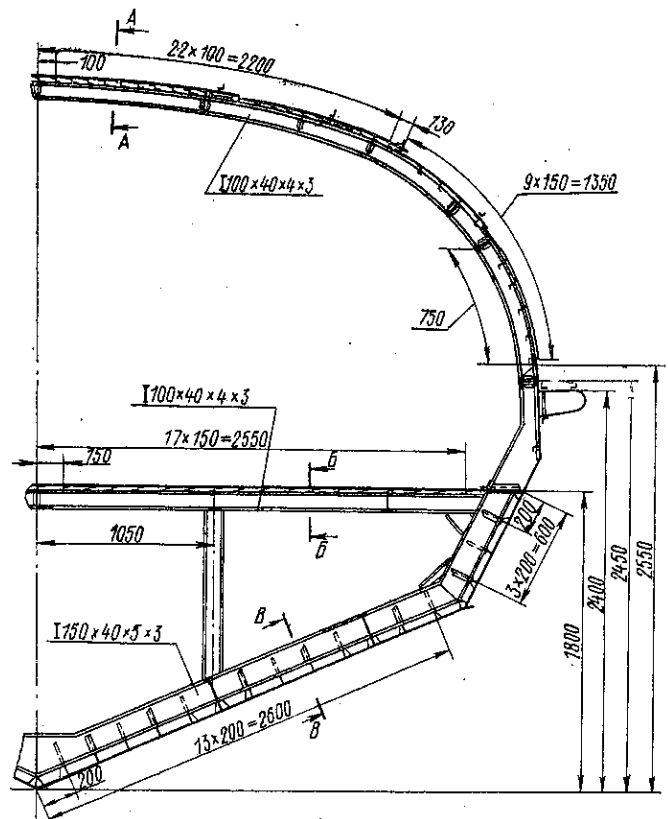


Рис. 164. Поперечное сечение СПК типа «Комета» по рамному шпангоуту

СПК типа «Комета», предназначенные для эксплуатации в морских условиях (рис. 164). Листы обшивки и балки набора у этих конструкций соединены сваркой. Для создания повышенной жесткости обшивки днища в районах скулы, пиллерсов и диаметрального кильсона под шпангоутом между продольными балками установлены специальные угольники (коротыши).

На рис. 165 приведены поперечные сечения СВП типа «Горьковчанин». Система набора корпуса поперечная. Крыша надстройки имеет продольную систему с навесными шпангоутами. Все элементы корпуса и надстройки (обшивка, набор) соединены клепкой. Шпация в средней части судна — 425 мм. Рамные шпангоуты чередуются с флорными. Днищевые участки шпангоутов (флоры) выполнены из таврового проката, бортовые участки рамных шпангоутов, переходящие в поперечные связи крыши надстройки, — из швеллера. Бортовые ветви флорных шпангоутов — равнобокие угольники. Кильсоны — из таврового проката. Конструкции, окаймляющие воздушную подушку (скеги), имеют продольную систему набора. Шпангоутные рамки поставлены через 850 мм и выполнены из листа с вырезом в форме треугольника с закругленными углами.

На рис. 166 показаны поперечные сечения пассажирского теплохода для малых рек типа «Заря». Система набора корпуса смешанная, надстройки — поперечная. Элементы конструкции корпуса соединены сваркой. Шпангоуты в средней части корпуса поставлены через 960 мм, продольные ребра по днищу — через 340 мм. Обшивка крыши надстройки выполнена из гофрированных листов.

**Конструкция корпуса из пластмассы.** Пластмассы для изготовления отдельных элементов судов и для постройки их корпусов стали применять лишь последние 20—30 лет. Материал для конструкций создается непосредственно в процессе постройки судна полимеризацией полиэфирных или эпоксидных смол, которая осуществляется в результате взаимодействия смол со специальными добавками (инициатор и активатор). Для повышения физико-механических характеристик в пластмассу вводят армирующие материалы, например стеклоткани, стекловолокно и стекломаты. Получаемый материал носит название стеклопластика.

В нашей стране из пластмасс в основном строят спасательные шлюпки и прогулочные катера. Однако уже созданы грузовой теплоход грузоподъемностью 15 т и длиной 15,5 м, рыболовные суда длиной 10,8 м, пассажирский катер на 65 человек длиной 23,0 м и др.

Применение стеклопластика позволяет существенно снизить вес корпуса судов (в три-четыре раза по сравнению с корпусом из стали), снизить трудоемкость постройки, а также эксплуатационные расходы, так как поверхность корпуса гладкая, ее не нужно окрашивать и она не подвержена коррозии.

Отрицательные свойства, ограничивающие использование пластмасс, заключаются в низкой жесткости и изменении прочности с течением времени (старение), в высокой стоимости, недостаточной технологичности соединений элементов корпуса и токсичности используемых смол.

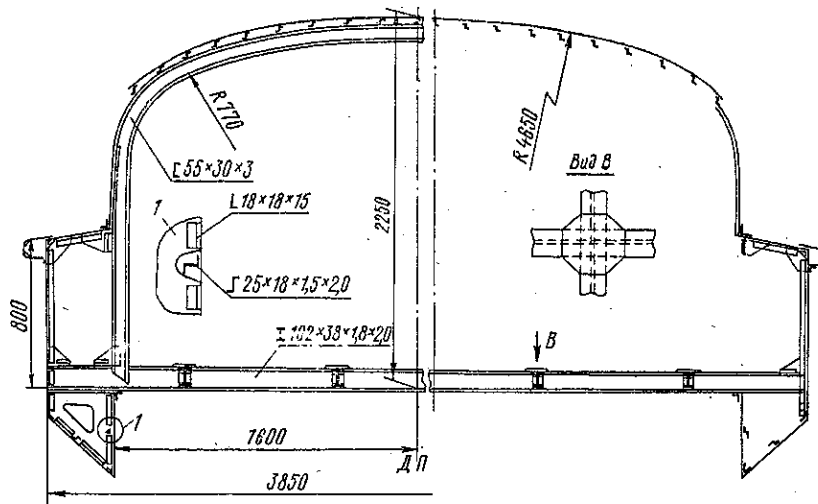


Рис. 165. Поперечные сечения СВП типа «Горьковчанин»

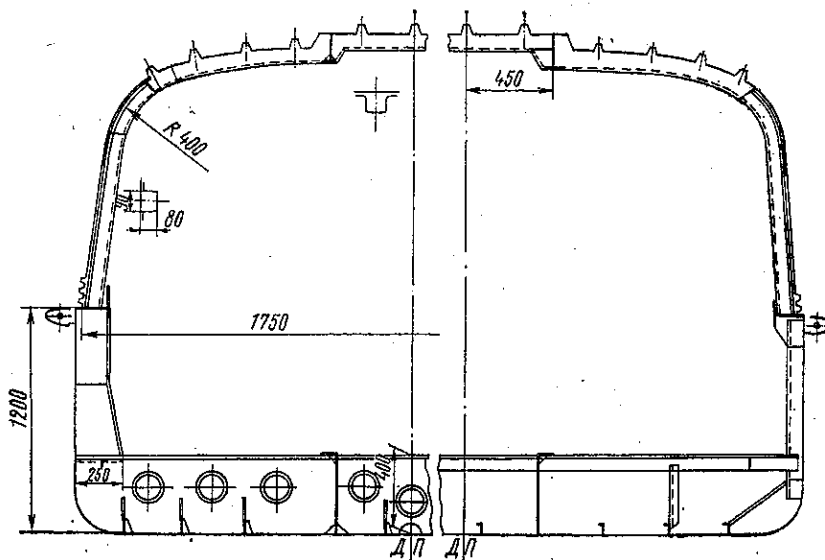


Рис. 166. Поперечные сечения пассажирского теплохода для малых рек типа «Заря»

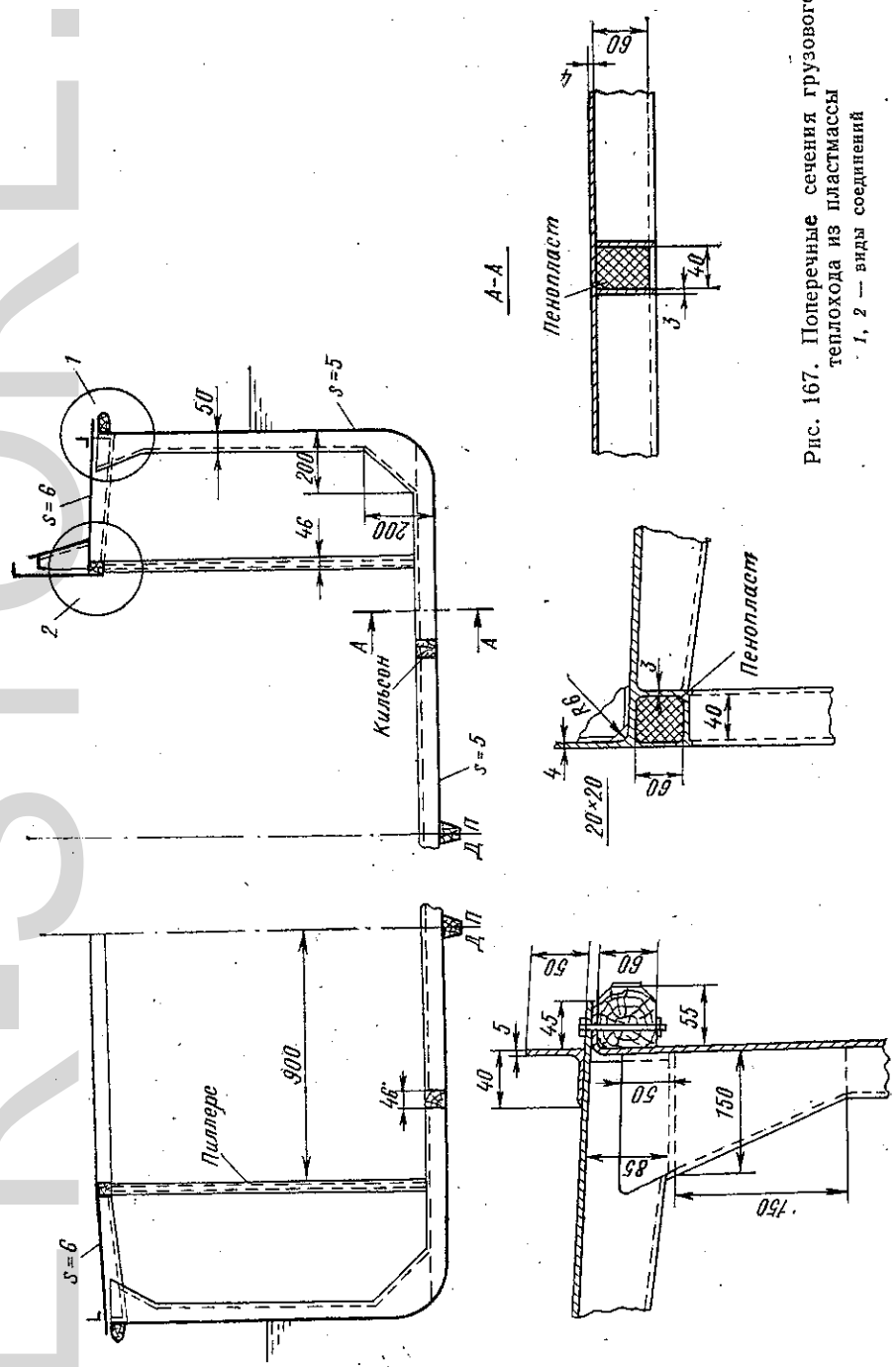


Рис. 167. Поперечные сечения грузового теплохода из пластмассы  
1, 2 — виды соединений

Соединение элементов обшивки с балками набора пластмассовых судов осуществляется склеиванием, формованием. Склеивание производят полиэфирными или эпоксидными смолами. Перед склеиванием поверхность деталей зачищают и обезжиривают. Толщина клеевого слоя не должна превышать нескольких десятых долей миллиметра. Прочность такого соединения, даже при очень тщательном соблюдении всех требований, не превышает 20—25% от прочности по целому месту. Соединение формованием является наиболее надежным. На соединяемые элементы накладывают стеклоткань, затем ее пропитывают тем же составом, что и основную конструкцию. Их прочность достигает 60—70% от прочности по целому месту. Механический способ соединения — болтами, шурупами — используется в сочетании с клеевым или формованием. Чисто механические соединения осуществлять нельзя, так как стеклопластик не обладает эластичностью (не имеет площадки текучести до разрушения), поэтому в зоне соединений быстро разрушается.

Балки набора этих судов выполняют также из стеклопластика; их конфигурация определяется способом присоединения к обшивке и прочностными свойствами материала. Балки к обшивке чаще присоединяют способом формования, но иногда и приклеивают.

На рис. 167 представлено поперечное сечение грузового теплохода грузоподъемностью 15 т. Корпус имеет поперечную систему набора. Шпация — 400 мм. Набор имеет П-образный профиль, заполненный пенопластом. Такую же конструкцию имеют и пиллерсы. Корпус собирают из двух секций: днище с бортом — одна секция; палуба — вторая. Секции склеивают и соединяют болтами 1, 2. Каждая из секций отформовывается на специальной форме, имеющей очертания корпуса и специальные вырезы для укладки балок набора. К балкам приформовывается обшивка. Обшивка представляет собой несколько слоев стеклоткани, последовательно пропитанных специально приготовленной смолой.

**Конструкция корпуса из железобетона.** Железобетон достаточно широко используется для постройки судов, собственный вес которых не имеет существенного значения (дебаркадеры, брандвахты, плавучие мастерские, плавучие маяки и т. п.). Наиболее крупными железобетонными сооружениями являются плавучие доки. Материал корпуса создается в процессе изготовления конструкции. Судостроительный бетон готовят из портландцемента или пуццоланового портландцемента марки не ниже «500» (марка означает предел прочности на сжатие (в кг/см<sup>2</sup>) кубика в 28-дневном возрасте) и заполнителей — песка и гравия. Вместо гравия может быть использована щебенка (дробленый камень). Заполнители должны иметь характеристики, определенные соответствующими ГОСТ (крупность зерен, их прочность, загрязненность и т. п.). Соотношение количества цемента, заполнителей и воды устанавливается технологией постройки и должно строго соблюдаться. Отклонения от норм могут привести к существенному снижению качества бетона — прочности и водонепроницаемости. Марка судостроительного бетона должна быть не ниже «300». Прочность бетона на растяжение примерно в десять раз ниже, чем на



сжатие. Для увеличения прочности, главным образом в зоне растяжения, в конструкцию вводят арматуру, как правило, сталь в виде круглых стержней. В зависимости от величины действующих усилий, выбирают марку стали для арматуры. Стержни из сталей с повышенным

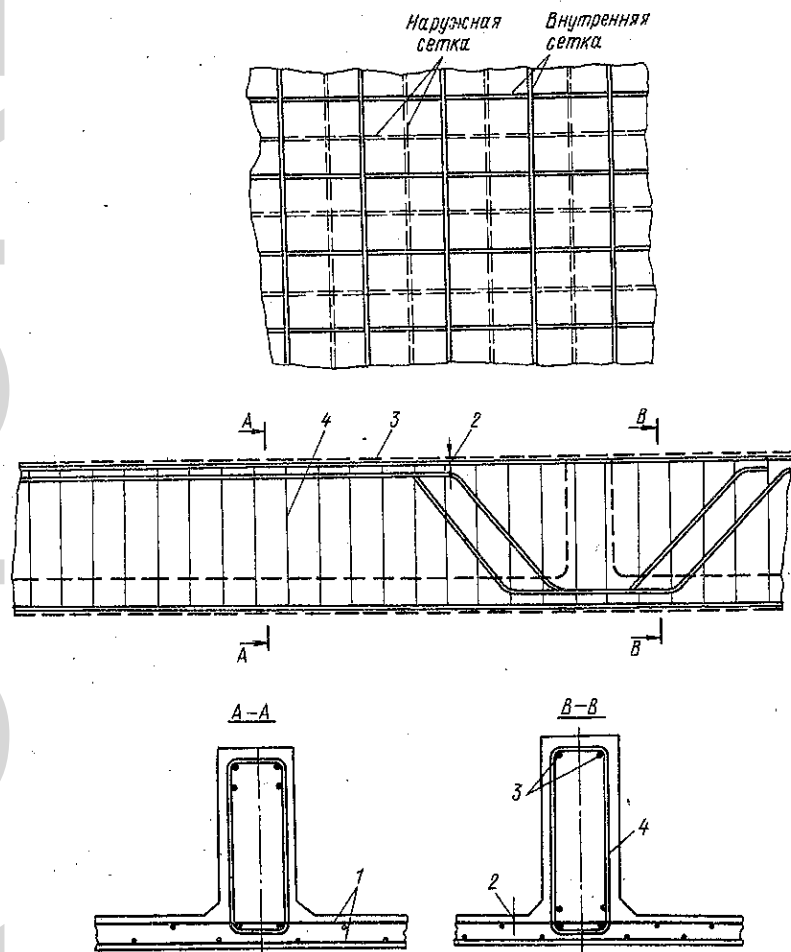


Рис. 168. Схема армирования плит обшивки и балок набора железобетонных судов

пределом прочности для лучшего сцепления с бетоном имеют на поверхности винтообразные выступы и носят название арматуры периодического профиля.

Преимущество железобетонных судов — в снижении расхода стали (примерно вдвое) и эксплуатационных расходов (суда не нужно окрашивать и ремонтировать). Недостатком железобетонных судов яв-

ляется их большой собственный вес. По отношению к стальным судам он составляет 150—200%.

Конструкция корпуса имеет принципиально те же схемы набора, что и суда из стали. Балки набора имеют сечения, близкие к прямоугольным, соединяются с обшивкой при одновременной укладке бетона на заранее собранные и перевязанные арматурные каркасы обшивки и набора (рис. 168). Плиты обшивки армируются двумя сетками 1, которые располагаются как можно ближе к внутренней и наружной поверхностям, но так, чтобы от поверхности до кромки

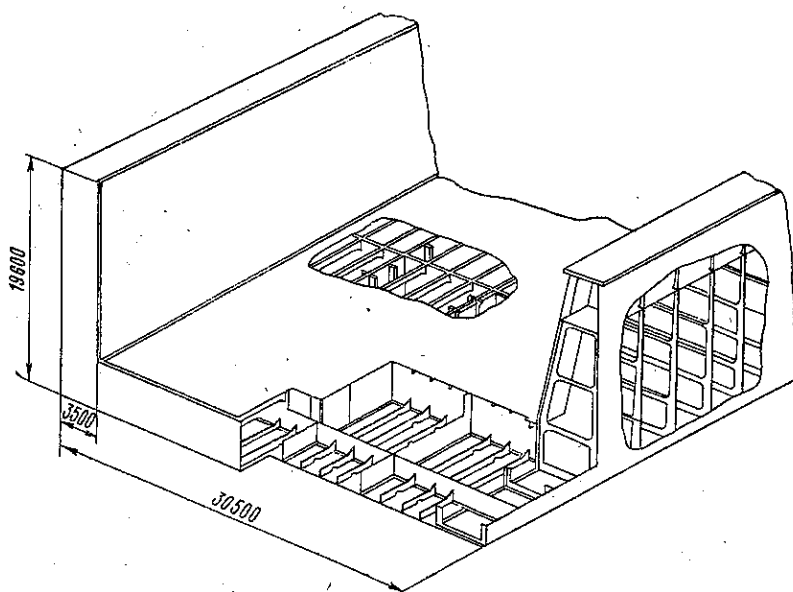


Рис. 169. Схема конструкции железобетонного дока

стержня был защитный слой бетона 2 не меньше 1 см. Стержни сеток по отношению друг к другу располагаются в шахматном порядке. Толщины применяемых плит равны 50 мм для речных судов, 120 мм— для плавучих доков. Арматура балок состоит из продольных стержней 3 (рабочих), воспринимающих основные усилия, и вертикальных стержней 4 (хомутов), охватывающих и фиксирующих рабочие стержни до бетонирования. На рис. 168 показано, как два стержня, идущие в верхней части балки в пролете (сечение А—А) отгибаются и в зоне опоры (у переборки) переходят вниз (сечение В—В), что позволяет полнее использовать возможности материала.

На рис. 169 показана схема набора понтона плавучего дока грузоподъемностью 6000 тс. Понтон дока имеет продольную систему набора, а башни — поперечную.

Для уменьшения веса железобетонных судов используют специальные виды бетона и железобетона. Бетон с легким заполнителем — керамзитом — снижает вес до 2,0—2,2 т/м<sup>3</sup>. Предварительно напря-

женный бетон также уменьшает вес конструкции, повышает трещиностойкость и, кроме того, позволяет экономить арматуру за счет использования высокопрочной проволоки. Предварительно напряженный железобетон получают путем передачи натяжения арматурных стержней на отвердевший бетон. Конструкция при этом оказывается сжатой до приложения внешних воздействий, что помогает ей равномернее воспринимать сжимающие и растягивающие усилия.

Несколько особое место занимает армоцемент — материал, в качестве арматуры которого используют тканые сетки из проволоки диаметром 0,8—2,0 мм и шагом (ячейкой) 10—15 мм, а вместо бетона укладывается песчано-цементный раствор. Применение армоцемента позволяет снизить вес корпуса судна (по сравнению с бетонным) на 40—50%. Из такого материала в Советском Союзе построен самоходный карчекран длиной 20 м.

## Глава XX

### СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА

#### § 74. Рулевое устройство

Рулевое устройство, которое состоит из рулей или поворотных насадок, рулевых машин и приводов управления машинами, предназначено для управления судном. Большая часть элементов этого устройства регламентирована Правилами Регистра.

**Конструкция пера руля.** Перо руля представляет собой сварную конструкцию из стальных листов, подкрепленных горизонтальными и вертикальными ребрами. Профиль сечения пера (рис. 170), как правило, симметричный. Внутреннюю часть пера заполняют смолистыми веществами или пенопластом во избежание попадания воды. В ребрах делают водопротоки и облегчающие вырезы. Контур пера руля выбирают в зависимости от типа судна и обводов кормы.

Выбор площади рулей может быть проведен на основании данных для однотипных судов с хорошей управляемостью

$$\Sigma S_r = \mu_0 LT,$$

где  $\mu_0$  принимается равным 0,05—0,006 для грузовых и грузопассажирских судов, для толкачей — равным 0,06;  $L$  и  $T$  — длина и средняя осадка всего толкаемого состава.

**Крепление баллера.** В обычном рулевом устройстве (см. рис. 170) перо руля 1 подвешивается к вертикальному валу — баллеру 2, который через румпель 3 обеспечивает его поворот (перекладку). Баллер крепится к конструкциям днища и палубы специальными подшипниками. Один подшипник делают опорно-упорным 4, воспринимающим горизонтальные и вертикальные нагрузки, другой — опорным, воспринимающим только горизонтальные нагрузки 5. Опорно-упорный подшипник иногда заменяют упорным, воспринимающим только вертикальные нагрузки.

Судовые рули в зависимости от положения оси баллера делят на небалансирные (ось баллера совпадает с передней кромкой пера руля) и балансирные (ось баллера проходит в районе центра гидродинамического давления, т. е. смещена к задней кромке пера руля). Балансирные рули получили наибольшее распространение в современном судостроении, так как на их перекладку затрачивается меньшая мощность.

**Рулевые приводы.** Рулевые приводы бывают секторные со штуртросной проводкой, секторные с валиковой проводкой и румпельно-секторные. Схема передачи вращения баллера при штуртросной проводке изображена на рис. 171, а. В конструкции с валиковой проводкой (рис. 171, б) передача вращения чаще осуществляется румпельно-секторным устройством.

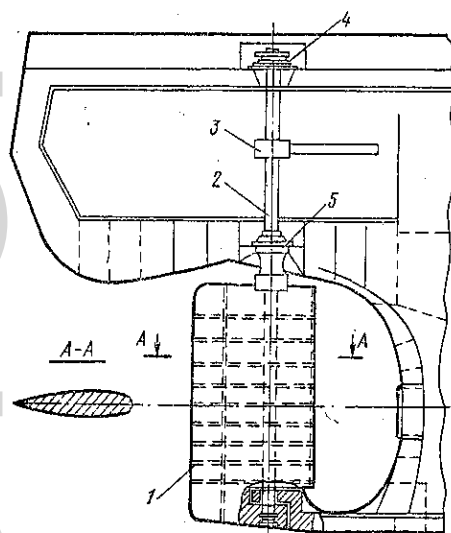


Рис. 170. Общая схема рулевого устройства

При этом от рулевого колеса через валиковую проводку вращение передается червяку 4, а от него сектору 1. Сектор, не имея закрепления на баллере, соединен пружинами с румпелем 3, который передает вращение баллеру 2. Пружины амортизируют обратные воздействия от руля (удары волн и т. п.) на механическую передачу. На современных судах штуртросная и валиковая проводки используются для запасного (ручного) управления, а основной привод осуществляется путем непосредственного присоединения рулевой машины к сектору. В качестве рулевых машин используют паровые, электрические и электрогидравлические. Паровые машины на новых судах не устанавливают.

Управление поворотными насадками гребных винтов осуществляют с помощью тех же типов приводов, что и рулей. При двух (и более) рулях управление ими осуществляется либо синхронно от одной рулевой машины, либо независимо (устанавливают индивидуальную рулевую машину для каждого руля или насадки). В последнем случае маневренность судов существенно повышается.

Каждое судно внутреннего плавания должно иметь основной и запасной рулевые приводы. На судах класса «М» дополнительно устанавливают румпель-тали. Основной привод должен обеспечивать перекладку рулей (поворотных насадок) от ДП на любой борт на угол  $35^\circ$  при полной скорости судна не более чем за 30 с, а у судов с повышенной скоростью — за 15 с.

Конструкция управления рулевым приводом должна обеспечивать переход с основного на запасной привод не более чем за 30 с, а пере-

кладка руля должна производиться в ту же сторону, в какую повернут штурвал или рукоятка.

**Расположение рулей.** На одновинтовых судах размещают руль в ДП судна за гребным винтом (рис. 172, а). Иногда применяют поворотную насадку с постоянно закрепленным в ней вертикальным стабилизатором (рис. 172, б). На судах с двумя винтами устанавливают один (рис. 172, в), чаще два руля (рис. 172, г). Поворотливость и управляемость на переднем и заднем ходу повышаются при поворотных насадках (со стабилизаторами) с синхронной перекладкой (рис. 172, д). Однако такой рулевой комплекс снижает устойчивость

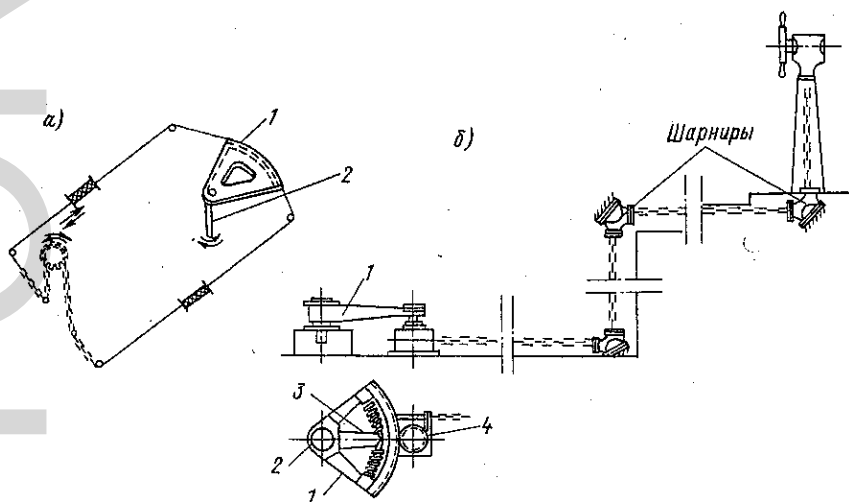


Рис. 171. Схема рулевого привода со штуртросной (а) и валиковой (б) проводкой

на прямом курсе. Для устранения этого недостатка устанавливают еще руль в ДП (рис. 172, е). Такой комплекс эффективен, но сложен в конструктивном отношении. Наибольшее распространение получили рулевые комплексы, состоящие из двух поворотных насадок со стабилизаторами, управляемые отдельно и распределенные по бортам судна (рис. 172, ж). На буксирах и паромах для повышения управляемости ставят дополнительно рули заднего хода (рис. 172, з).

**Определение момента на баллере руля.** Мощность рулевой машины может быть определена с некоторым запасом в зависимости от момента  $M_6$  на баллере руля по выражению

$$N_r = \frac{1,2\alpha}{2925\tau\eta_r} \Sigma M_6 \text{ кВт},$$

где  $\tau$  — время перекладки руля на максимальный угол;  $\eta_r$  — общий к. п. д. рулевой машины и привода, равный 0,4—0,55 для электрических рулевых машин и 0,55—0,70 для электрогидравлических машин;  $\alpha_r$  — максимальный угол отклонения руля на один борт.

Момент на баллере при переднем ходе вычисляют по формуле

$$M_0 = (C_y \cos \alpha_r + C_x \sin \alpha_r) \frac{1}{2} \rho S_r v_r^2 b_r \left( C_D - \frac{a_r}{b_r} \right).$$

Расчетная скорость потока для рулей

$$v_r = v (1 - \psi) [1 + 0,9 (\sqrt{1 + \sigma_r} - 1)].$$

Здесь  $\psi$  — коэффициент попутного потока;  $a_r$  — расстояние от передней кромки руля до баллера;  $b_r$  — длина хорды пера руля.

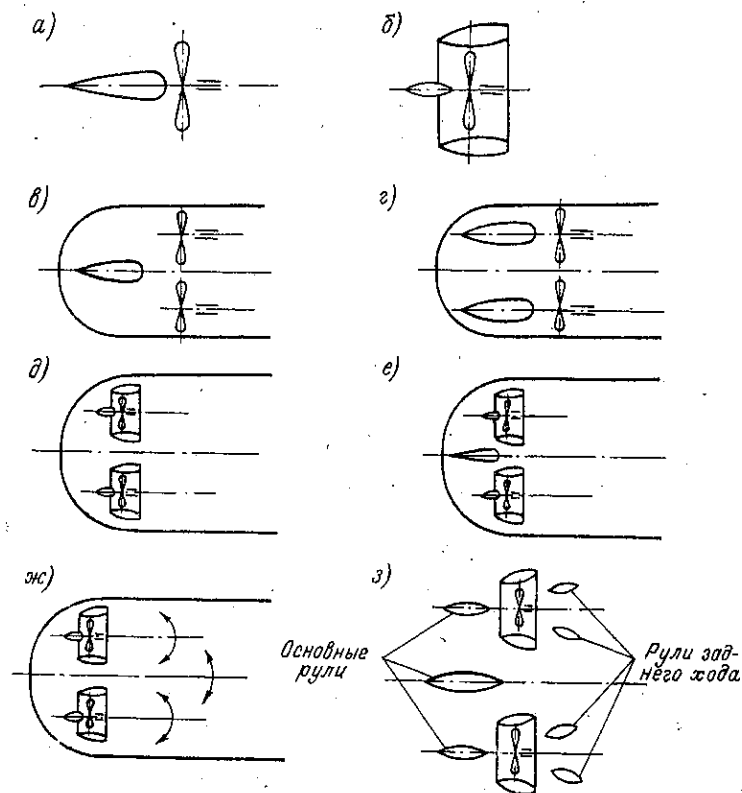


Рис. 172. Схемы размещения рулей за судном

Гидродинамические коэффициенты  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_D$  можно определить по графикам (рис. 173) в зависимости от угла атаки  $\alpha$  и эффективного удлинения

$$\lambda = (1,5 \div 2,0) \frac{h_r^2}{F},$$

где  $h_r$  — наибольшая высота пера руля.

**Поворотные насадки.** В настоящее время на толкачах и грузовых самоходных судах чаще применяют поворотные насадки, которые для

обеспечения управляемости при малых скоростях и при неработающих главных двигателях снабжают стабилизатором — рулем.

Выбор рулевой машины и проверку прочности баллера для поворотных насадок со стабилизаторами выполняют по результатам модельных и натурных испытаний. Момент на баллере, который возникает при перекладке поворотной насадки, оборудованной стабилизатором, может быть представлен в виде суммы момента изолированной насадки  $M_{б.н}$  и момента стабилизатора  $M_{б.с}$ .

$$M_{б} = M_{б.н} + M_{б.с}$$

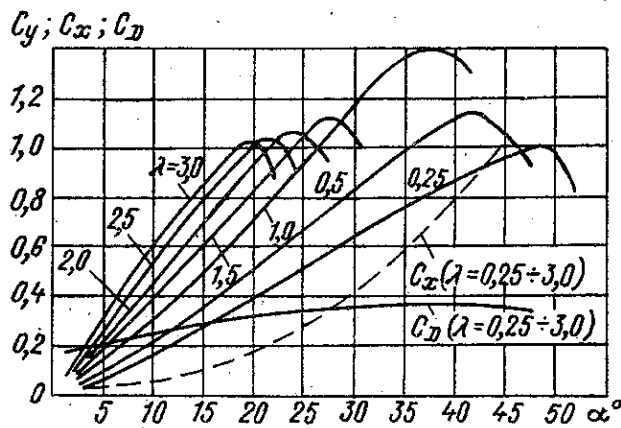


Рис. 173. Гидродинамические коэффициенты для рулей

Момент на баллере для изолированной насадки

$$M_{б.н} = C_m \frac{1}{2} \rho S_n v_e^2 l_n,$$

где  $S_n = 2,8 D_{ср} l_n$  — площадь боковой поверхности насадки, а  $D_{ср}$  — ее средний наружный диаметр. Безразмерный коэффициент  $C_m$  можно определить по графику (рис. 174) в зависимости от угла перекладки поворотной насадки  $\alpha$  и коэффициента осевой вызванной скорости

$$a = \frac{1}{2} (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \sqrt{w_a}.$$

Момент на баллере для стабилизатора

$$M_{б.с} = C_{nc} \frac{1}{2} \rho v_0 v_{ст} l_1,$$

где  $l_1 = C_{D_{ст}} l_{ст} + a_{ст}$ ;  $l_{ст}$ ;  $a_{ст}$  — длина стабилизатора и отстояние его передней кромки от оси баллера;  $C_{nc} = C_{xc} \sin \Delta\alpha + C_{yc} \cos \Delta\alpha$  — коэффициент нормальной силы;  $\Delta\alpha = \alpha - \alpha_{ск}$  — угол атаки потока, обтекающего стабилизатор;  $\alpha_{ск} = 57,3 C_{y_n} \frac{D_{ср} l_n}{D_n^2 \beta_a v_e^2}$  — угол скоса потока за насадкой;  $C_{x_{ст}}$ ;  $C_{y_{ст}}$ ;  $C_{D_{ст}}$  — коэффициенты, определяемые

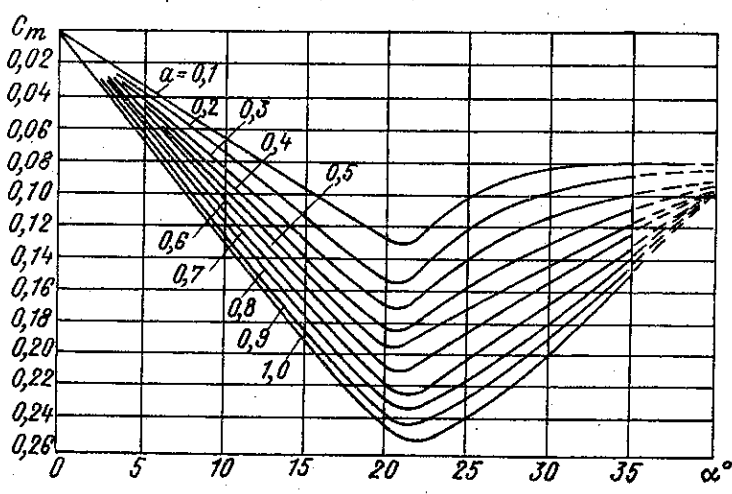
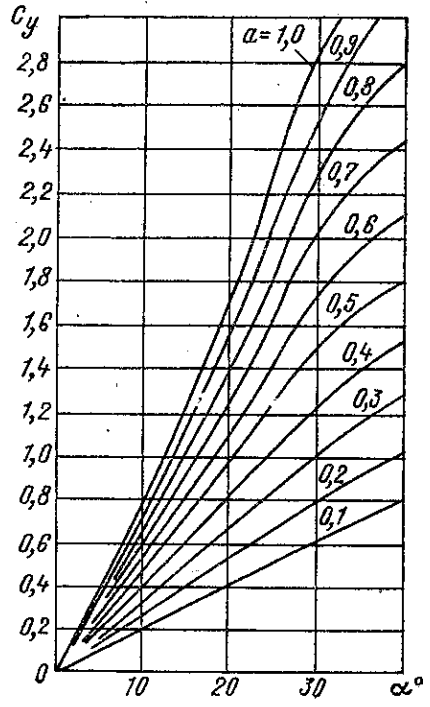


Рис. 174. Гидродинамические коэффициенты для насадок



по графику (см. рис. 173) так же, как для обычных рулей, но в зависимости от угла атаки  $\Delta\alpha$  вместо угла поворота руля;  $f_0$  — площадь стабилизатора;  $v_{ст} = v_e \cdot v_c$  — расчетная скорость потока, обтекающего стабилизатор;  $v_c = \frac{1}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_k}{\beta_a}} + 1 \right)$  — относительная скорость потока, выходящего из насадки.

**Подруливающее устройство.** Для повышения управляемости в сложных условиях плавания по речным фарватерам и при швартовке в портах крупные суда оборудуют специальными подруливающими устройствами. Они представляют собой гребной винт или крыльчатый движитель, расположенный в тоннеле перпендикулярно ДП (рис. 175). Закрывая заслонки с того или другого борта, можно создать упор,

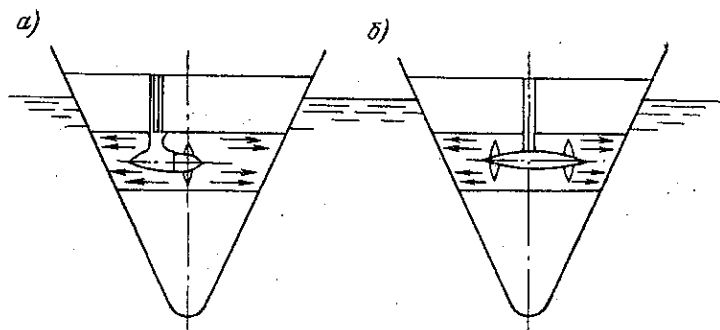


Рис. 175. Схема подруливающего устройства

обеспечивающий поворот судна. При наличии таких устройств в носу и в корме можно разворачивать судно практически на месте даже при неработающих двигателях.

### § 75. Якорное устройство

**Якорное устройство** (рис. 176) служит для обеспечения надежной стоянки в различных условиях эксплуатации (на рейде, в водохранилище и пр.). Оно состоит из якоря 1, якорных клюзов 2, якорных цепей 3, стопора для крепления якорной цепи 4 и якорных механизмов 5. Якорное устройство должно обеспечивать быструю отдачу якорей и травление якорной цепи, ее надежное закрепление во время стоянки, на ходу и снятие судна с якоря.

В носовой части судна располагаются два якоря. На речных судах они могут иметь разный вес, тогда на правом борту ставят якорь большего веса — становой, а на левом — меньшего веса — подпускной. В корме находится один якорь для удержания судна при постановке против течения. На толкачах кормовой якорь должен обладать держащей силой, обеспечивающей надежную стоянку судна с составом.

Якоря бывают двух типов (рис. 177): с неподвижными лапами (а) и поворотными лапами (б, в). Все современные суда оснащены якорями с по-

воротными лапами, что позволяет их втягивать в клюз. Широко распространены якоря типа Холла (б) и Матросова (в). Якорь Матросова имеет повышенную держащую силу.

Якорные цепи собирают из отдельных звеньев. Диаметр сечения звена называется калибром. Звенья калибром свыше 15 мм имеют распорки (контрофорсы), повышающие прочность цепи. Хранят цепи в расположенных под палубой цепных ящиках (см. 6 на рис. 176). Конец цепи прикрепляется к корпусу специальным откидным гаком (см. 7 на рис. 176), который обеспечивает аварийную отдачу цепи. Уп-

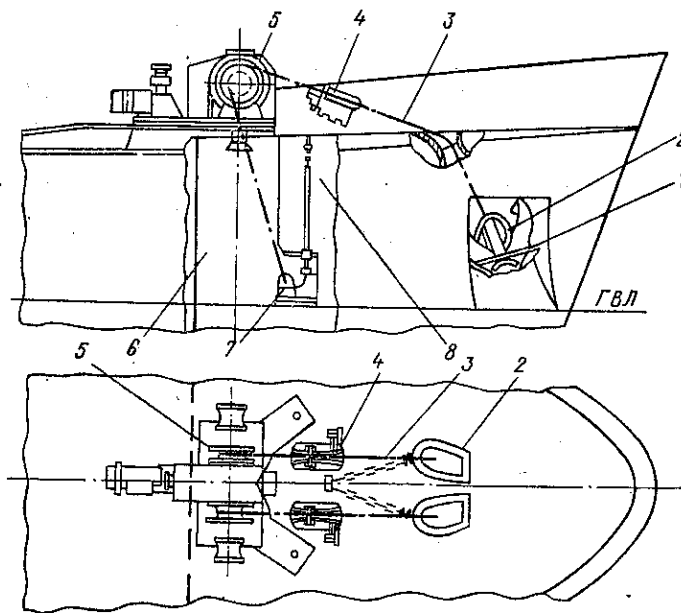


Рис. 176. Элементы якорного устройства в носовой оконечности

равление гаком осуществляется с палубы с помощью специального устройства (см. 8 на рис. 176).

Якорные канаты правого и левого якорей должны быть одинаковой длины. У кормовых якорей длина каната принимается равной 0,75 от длины каната носового якоря.

Якорные клюзы по конструкции делятся на наклонные нормальные, вертикальные и наклонные с малым углом наклона. Внутренний диаметр клюза берется равным 7,5—10 калибрам цепи (малые значения для калибров более 25 мм), а толщина трубы клюза — примерно половине калибра. Обделки клюзов выполняют с закруглением, чтобы избежать изгиба звеньев цепи.

Для крепления якоря во время движения (по-походному) и на стоянке между брашпилем (шпилем) и якорным клюзом имеется стопор якорных цепей. На судах внутреннего и смешанного плавания

используют винтовые фрикционные стопоры для цепей большого калибра и эксцентриковые — для самых малых калибров цепи; кроме того, на судах внутреннего плавания применяют цепные стопоры.

Якорными механизмами для подъема якорей служат шпильи и брашпиль (лебедки) с паровым, электрическим и электрогидравлическим приводом или (на малых судах типа «Ракета» и т. п.) лебедки с ручным приводом. Брашпиль обслуживает одновременно якоря правого и левого борта, поэтому его устанавливают в носовой оконечности судна. В кормовой оконечности находится шпиль. На буксирных судах для подъема кормового якоря используется буксирная лебедка.

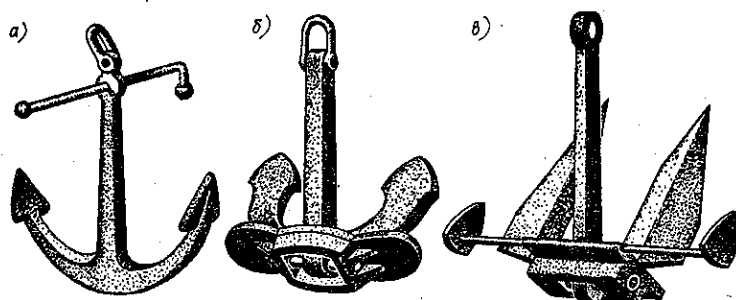


Рис. 177. Типы якорей

Для судов внутреннего плавания якорное снабжение (вес якорей, калибр цепей и их длина) регламентировано Правилами Речного Регистра РСФСР в зависимости от характеристики

$$N_{\text{я}} = L(B + H) + A \text{ м}^2.$$

Здесь  $L$ ,  $B$ ,  $H$  — главные размерения судна:

$$A = k \sum l_n h_n \text{ м}^2,$$

где  $l_n$ ;  $h_n$  — длина и высота надстроек и рубок;  $k$  — коэффициент, учитывающий влияние всех надстроек и рубок на парусность (обычно  $k = 0,5$ , если суммарная длина надстроек и рубок меньше половины длины судна, и  $k = 1,0$ , если — больше).

Номинальная мощность электродвигателя  $N$  брашпиля вычисляется в зависимости от максимального вращающего момента на валу звездочки  $M$ :

$$N = \frac{Mn}{975} \text{ кВт}; \quad M = \frac{d_s T h}{2i\eta_r} \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

где  $n$  — номинальная частота вращения электродвигателя, в/мин;  $d_s$  — диаметр звездочки, см;  $i$  — передаточное число от электродвигателя к валу звездочки;  $\eta_r$  — к. п. д. передачи;  $T = 1,13 (gh + G_{\text{я}})$  кгс;  $g$  — вес погонного метра цепи, кгс;  $h$  — глубина якорной стоянки, м;  $G_{\text{я}}$  — вес якоря, кгс.

## § 76. Швартовное, буксирное и сцепное устройства

Швартовное устройство служит для закрепления судна у причалов, стенок шлюзов и плавучих сооружений. Оно включает: швартовы — тросы (стальные, растительные или капроновые) и барабаны (вьюшки) для их хранения. Для подачи швартова с судна используются тонкие пеньковые тросы с утяжеленным концом (легость);

кнехты — стальные или чугунные тумбы, прикрепленные к палубе, служащие для закрепления швартовых тросов;

киповые планки, роульсы, швартовые клюзы, направляющие тросы и предохраняющие их от повреждений на острых кромках борта или фальшборта судна;

отбойное устройство — привальные брусья, мягкие, жесткие или пружинные кранцы, предохраняющие конструкции судна от повреждений;

швартовые механизмы — шпили и брашпили, обеспечивающие подтягивание судна.

Швартовное устройство должно обеспечивать подтягивание судна лагом к причалу в условиях шестибалльного ветра, направленного перпендикулярно ДП.

Швартовые канаты (диаметр, длина) выбирают в соответствии с Правилами Регистра в зависимости от характеристики  $N_{\text{я}}$ ,

Рис. 178. Схема однозамкового авто-сцепы

а размеры остальных элементов устройства (кнехты, киповые планки и др.) — в соответствии с диаметром каната по ГОСТ.

**Буксирные устройства** — специальные приспособления, служащие для буксировки судов. Для этого на самоходных судах ставят определенное число кнехтов, расположенных в носовой и кормовой оконечностях судна и снабжают усиленным тросом. На несамоходных судах устанавливают дополнительно усиленные кнехты в ДП, а также битенги по бортам в кормовой части для буксировки в кильватер.

Буксирное устройство на буксирных судах включает:

буксирный гак для закрепления буксирного троса с пружинным амортизатором для поглощения динамических нагрузок;

буксирную арку для поддержания троса и обеспечения безопасности находящихся на палубе людей;

буксирные лебедки, с помощью которых можно изменять длину троса во время движения.

Лебедки бывают простые и автоматические. Автоматические лебедки поддерживают натяжение буксирного каната в заданных пределах, что особенно важно в условиях волнового режима. Все лебедки снабжаются тросоукладчиком и автоматическим тормозом для стравливания троса при больших динамических нагрузках.

Основные размеры буксирных канатов (диаметр, длина и их количество) определяют по Правилам Регистра в зависимости от характеристики  $N_n$ , подсчитываемой при проектировании якорного устройства.

Сцепным устройством снабжают буксиры-толкачи, а также баржи, предназначенные для толкания. Эти устройства служат для быстрого соединения и, главное, разъединения барж, судов в аварийной ситуации.

По конструкции сцепные устройства делятся на тросовые (соединение судов осуществляется гибкими связями) и бестросовые (без применения учалки), которые в свою очередь подразделяются на ручные, механизированные и автоматические. В настоящее время наибольшее распространение получают автоматические однозамковые и двухзамковые автосцепы. С их помощью сцепка осуществляется нажимом одного судна на другое без применения вспомогательных механизмов. Однозамковый автосцеп (рис. 178) состоит из сцепного замка 1, вертикального сцепного рельса 2, носовых вертикальных упоров 3, контактируемых с упорными площадками баржи 4. Сцепные замки имеются нескольких конструкций, используемых для речных (Р-100 М) и озерных толкачей (О-20).

Универсальный автоматический двухзамковый автосцеп (УДР) позволяет формировать речные составы в кильватер. Сцепное устройство на толкаче имеет вертикальные упоры, в которых по направляющим пазам двигаются (вверх и вниз) замки со специальными механизмами, обеспечивающими сцепление с горизонтальной балкой, приваренной в кормовой оконечности баржи.

#### **§ 77. Шлюпочные устройства и спасательные средства**

Шлюпочные устройства предназначены для спасения людей, а также для выполнения транспортных операций. Они состоят из рабочих шлюпок или катеров; спасательных шлюпок и плотов; шлюпбалок; приспособлений для хранения шлюпок по-походному. Шлюпки изготовляют из дерева, пластмасс, стали и легких сплавов в соответствии с требованиями существующих ГОСТ.

Спасательные пластмассовые шлюпки (в основном из стеклопластика) по прочности равноценны шлюпкам из стали или из легких сплавов. Они монолитны, не подвергаются коррозии и не нуждаются ни в окраске, ни в систематическом контроле за их состоянием. Деревянные шлюпки необходимо периодически конопатить.

Шлюпки должны сохранять плавучесть при затоплении их водой, поэтому в их корпус встроены воздушные ящики.

Спасательные плоты изготовляют из металла (алюминия) или пластмасс. Жесткий плот представляет собой конструкцию, внутренняя полость которой разделена переборками на отсеки, заполняемые пенопластом. По контуру плота закрепляется леер. Надувные плоты — камеры, наполненные газовой смесью, разделенные на несколько отсеков.

Плоты для судов внутреннего плавания не регламентированы, а для судов смешанного плавания регламентированы Правилами Регистра СССР.

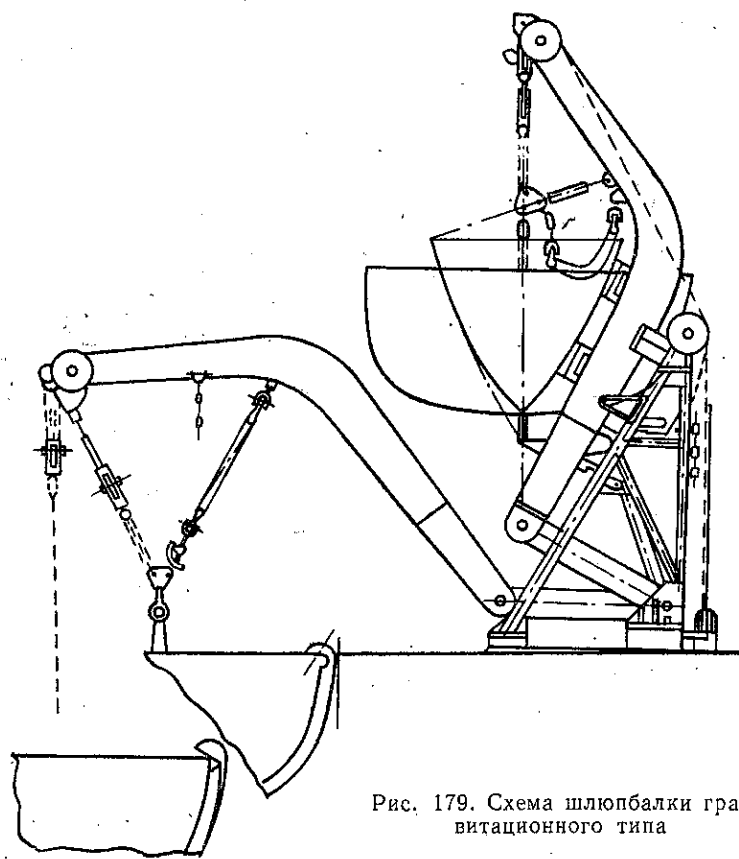


Рис. 179. Схема шлюпбалки гравитационного типа

Для обеспечения подъема, хранения по-походному и спуска шлюпок на судне имеются специальные приспособления: грузоподъемные механизмы, кильблоки, найтовы, чехлы. Они обязательны на всех судах длиной более 20 м и должны надежно обеспечивать спуск шлюпки при крене  $15^\circ$  за 1—2 мин. Спуск и подъем осуществляют с помощью шлюпбалок и специальных грузовых стрел. Последние обслуживают грузовые шлюпки. Шлюпбалки бывают нескольких типов: поворотные, склоняющиеся и гравитационные. Поворотные и склоняющиеся шлюп-

балки отличаются друг от друга по положению оси вращения стрелы: у поворотных она вертикальная, а у склоняющихся — горизонтальная.

Более надежное выведение шлюпки за борт могут обеспечить шлюпбалки гравитационного типа. Вываливание шлюпки происходит под действием силы тяжести после отдачи стопоров (рис. 179).

Шлюпбалки обслуживаются шлюпочными лебедками, ручными и моторными. Мощность шлюпочных лебедок должна обеспечивать скорость подъема и спуска шлюпок, равную 3—9 м/мин.

Кроме коллективных спасательных средств (шлюпок, плотов), существуют индивидуальные спасательные средства (спасательные круги, пояса, жилеты и т. п.). Количество и типы этих средств регламентируются Правилами Регистра СССР и Международной конвенцией по охране человеческой жизни на море 1960 г. и зависят от типа судна, района плавания и количества людей на судне.

### § 78. Люковое устройство

**Люковое устройство** представляет собой металлическую конструкцию (закрытие трюмов) с уплотнениями и механическим или гидравлическим приводом для их перемещения. Люковое устройство позволяет быстрее проводить погрузочно-разгрузочные работы, а также предохранять грузы от атмосферных осадков. Применяются закрытия с телескопическими откатными системами, с парнооткатными и с парно-передвижными крышками, шарнирно-сочлененные и др. Люки должны открываться (закрываться) с помощью этих устройств при крене и дифференте, возникающих при погрузке или разгрузке судна, в течение 30 с (не более). Для судов класса «О», «Р» и «Л» должно быть обеспечено 50% одновременного раскрытия всех люков; для судов класса «М» и смешанного плавания — 75%.

*Простейшее люковое устройство* состоит из съемных крышек, съемных лючин, опирающихся на съемные бимсы, и других деталей. Недостаток такого устройства — необходимость применения ручного труда.

*Телескопическое люковое устройство* состоит из секций-крышек, которые скатываются вдоль люка на роликах по направляющим, установленным в одной или разных плоскостях. Главный недостаток такого устройства — невозможность раскрытия люка по всей длине (при двухъярусном расположении крышек открывается половина люка, при трехъярусном — 75%); кроме того, при ударах может произойти перекос устройства, его заклинивание.

*Люковое устройство с парнопередвижными крышками* действует таким образом: одна из крышек перемещается вдоль судна с помощью лебедки и стальных канатов, вторая — перемещается по первой. Ее устанавливают гидродомкратами, управляют которыми с пульта на ходовом мостике. Такие устройства имеются на судах типа «Волго-Дон» и «Волго-Балт».

*Люковое устройство с шарнирно-сочлененными крышками* позволяет осуществлять открытие (закрытие) автоматически с помощью одного

электродвигателя. Такое устройство состоит из четного числа шарнирно-соединенных крышек. Между парами лючин на осях смонтированы катки, на которых лючины перемещаются по рельсам; крышки складываются в пакет.

*Люковое устройство с откидными крышками* состоит из двух крышек: ведущей, одна сторона которой соединена шарнирно с поперечным комингсом, а другая — с ведомой, имеющей опорные ролики. При раскрытии люка крышки складываются и устанавливаются в вертикальное положение у поперечного комингса. Привод крышек осуществляется гидродомкратами. Высоко поднятые крышки этого устройства часто мешают работе крана.

Существуют *люковые устройства с комбинированным открыванием* крышек. Одна крышка откидывается в вертикальное положение, а другая перемещается горизонтально.

В настоящее время число и вид грузовых операций увеличиваются. Чтобы облегчить этот процесс и ускорить его, необходимо дальнейшее совершенствование люковых устройств.

## **§ 79. Грузовое устройство**

**Грузовое устройство** позволяет осуществлять погрузочно-разгрузочные работы. Различают основные устройства (грузовые стрелы, краны) и вспомогательные (лифты, транспортерные ленты, монорельсы с тельферами).

Грузовые суда внутреннего и смешанного плавания оборудуют грузовыми устройствами только в исключительных случаях, когда они совершают рейсы по боковым рекам и заходят в необорудованные порты. При этом на судах устанавливают поворотные электрифицированные краны грузоподъемностью 1,25—2,5 т при вылете стрелы, 1,5—7,0 м, перемещающиеся вдоль трюмов по рельсам.

Существуют также специализированные саморазгружающиеся суда, перевозящие обычно сыпучие грузы. У них трюм выполнен в виде бункера, а под ним проходят ленточные конвейеры. Для перевозки круглого леса применяются самокренящиеся баржи.

Грузопассажирские суда оборудуют вспомогательными грузовыми устройствами — гидравлическими и электрическими подъемниками: электротележка с грузом опускается в подъемнике и развозит груз по трюму. Иногда в трюме и под палубой надстройки проводят монорельсы с электротельферами.

## **Глава XXI**

### **СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ**

#### **§ 80. Основные элементы судовых систем**

Как уже ранее было сказано, общесудовые системы предназначены для обеспечения безопасности плавания судов и создания комфортных условий для жизни людей.



Основными элементами судовых систем являются трубы; детали для их соединения и крепления; расширительные устройства; арматура; приводы; цистерны; расходные баки; фильтры; контрольно-измерительные и сигнальные приборы.

Технические требования к системам регламентированы Правилами Регистра СССР, а виды необходимых систем и их конструктивное решение выбирают в соответствии с типом судна, районом плавания и экономической целесообразностью.

По назначению существующие судовые системы разделяют на трюмные (системы осушительная, балластная и водоотливная); санитарные, включая системы водоснабжения и канализации; отопления и вентиляции; противопожарные; специальные.

По принципу управления системы подразделяют на централизованные (система обслуживается одной машиной или группой машин, находящихся в определенном месте); автономные (механизм обслуживает только один отсек); групповые (механизмы обслуживают несколько отсеков) и децентрализованные (все потребители обслуживаются одним насосом через общий магистральный трубопровод).

Централизованный принцип позволяет достичь высокой оперативности управления системой, однако сама система состоит из многочисленных труб, для прокладки которых требуется большое количество вырезов в переборках. Автономное управление усложняет подводку энергии, при этом вес оборудования большой, а коэффициент его использования низкий.

На больших судах чаще применяется групповое управление системами, а на малых и вспомогательных — децентрализованное.

Трубопроводы собирают из отдельных кусков труб с помощью специальных соединений. В качестве путевых соединений труб применяют фланцевые, муфтовые, штуцерные (резьбовые), сварные, дюритовые. Тип соединения выбирают в зависимости от диаметра трубопровода и давления рабочей среды системы. Наибольшее распространение получило фланцевое соединение. Дюритовое применяется для соединения трубопроводов с механизмами и двигателями (для снижения вибрационного воздействия механизмов на трубопроводы). В местах изгибов или проходов через водонепроницаемые переборки или палубы устанавливают фасонные соединения в виде колен, стаканов, тройников и т. п.

Обычно используют стальные черные и оцинкованные трубы, которые по способу изготовления делят на бесшовные, сварные и водогазопроводные. В последние годы все более широкое распространение получают пластмассовые (полиэтиленовые, винилпластовые) трубы. Системы вентиляции и воздушного отопления можно выполнять из труб, сваренных из тонколистовой стали. В соответствии с ГОСТ трубопроводы окрашивают в различные цвета, например, трубы системы забортной воды — в зеленый, противопожарной системы — в красный и т. п.

Для управления работой систем на трубопроводах устанавливают запорно-регулирующую арматуру (краны, клапаны, задвижки) или арматуру, изменяющую качество среды (фильтры, сетки, предохра-

нители). Управление арматурой осуществляется либо вручную, либо автоматически. При автоматическом управлении применяют электромагнитные, гидравлические или пневматические приводы.

#### § 81. Трюмные системы

**Система осушительная** необходима для периодического удаления воды, скапливающейся в нижних частях корпуса судна при нормальной эксплуатации из-за различных утечек через сальники и фланцы, отпотевания, мытья настилов и др. В соответствии с требованиями Санитарных правил в систему входят специальные устройства для очистки от масла и нефтепродуктов, цистерны для хранения загрязненных вод, а также устройство для перекачки этой воды в береговые емкости. Сбор условно чистых и загрязненных стоков ведется раздельно, чтобы уменьшить количество нефтезагрязненных вод.

Перекачивают подсланевые воды в сборную цистерну специальные насосы. В большинстве случаев один из насосов работает от главных двигателей (навесной), а второй — независимо. В качестве независимого принимается, как правило, водоструйный эжектор с подачей рабочей жидкости из пожарной системы.

Приемники осушительной системы обычно размещают по бортам; в узких отсеках, при наклонном днище — в ДП. В любом случае приемники должны обеспечивать осушение отсека в прямом положении судна, при крене до  $5^\circ$  и дифференте. Приемные отростки осушительных труб снабжаются простыми сетками или сетками с обратным клапаном. В машинном отделении вместо сеток устанавливают грязевые коробки. Для предотвращения попадания в отсек забортной воды или перетекания воды из одного отсека в другой на приемных отростках предусматривают разобщительные клапаны: проходные запорные, если сетки с обратным клапаном, и невозвратно-запорные, если сетки простые.

Принцип управления осушительной системы может быть централизованным (на крупных судах) и децентрализованным (на малых и вспомогательных судах).

Система снабжается электрической сигнализацией или автоматизируется. При электрической сигнализации установленные в сточных колодцах датчики при поступлении воды до определенного уровня включают приводы к клапанам на трубопроводе и пусковые устройства осушительного насоса.

**Балластная система** предназначена для изменения посадки судна с целью обеспечения необходимых мореходных качеств. На больших грузовых судах снятие части груза может привести к такому изменению осадки, которое ухудшит его управляемость и уменьшит к. п. д. гребных винтов вследствие их недостаточного углубления. Принимая балласт (забортную воду), перемещая его, можно изменять осадку носом и кормой, дифферент и крен судна.

Балластные отсеки находятся в фор- и ахтерпике, а также в между-донном пространстве на различных участках судна. Забортная вода подается по специальным трубопроводам, что исключает возможность

ее произвольного попадания и обеспечивает независимый или одновременный прием (откачку) балласта в каждую цистерну, а также перекачку из одной цистерны в другую. Каждый балластный отсек оборудуют измерительными трубками (указателями уровня жидкости) и воздушными трубами.

Управление системой в зависимости от типа судна может быть централизованным или децентрализованным. На рис. 180 показана схема балластной системы, выполненная с централизованным принципом управления. Балласт через кингстон принимается в ящик заборной воды 1 и балластным насосом 2 подается в распределительную коробку 3 и дальше по трубам 4, 5 в кормовые и носовые балластные цистерны 6.

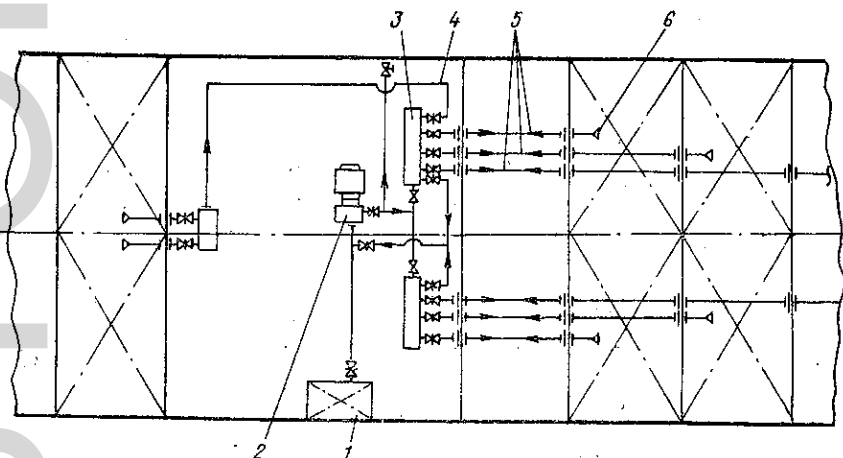


Рис. 180. Схема балластной системы

правого или левого борта. Управление всеми операциями ведется из машинного отделения (или из рубки). Приемники 6 в цистернах устанавливаются, исходя из условий более полного опорожнения емкости. Кингстоны балластной системы располагают как можно ниже ватерлинии, чтобы обеспечить рабочий напор воды при заполнении балластных цистерн и предохранить насос от попадания в него воздуха.

При децентрализованном управлении приемные патрубки отходят от одной общей магистрали и в местах присоединения имеют запорные клапаны, управляемые с палубы в зоне их установки.

В качестве балластных насосов используют осевые и центробежные, в машинном отделении функции балластного насоса могут выполнять пожарный или водоотливной насос.

Осушительная система имеется на всех судах. На большинстве грузовых судов имеется также балластная система. На ледокольных и нефтеналивных судах балластная система позволяет выравнять (создавать) крен или дифферент. Поэтому систему иногда разделяют на систему кренования и дифферентную.

На спасательных судах специально оборудуют водоотливную систему, позволяющую откачивать большое количество воды с другого судна. Остальные суда внутреннего плавания, как правило, водоотливной системой не оборудуют.

## § 82. Противопожарные системы

Вопросам противопожарной безопасности уделяется особое внимание еще на стадии проектирования судов. Для уменьшения опасности возникновения пожаров применяют средства пассивной противопожарной защиты (огнестойкие конструкции, изоляцию). Для борьбы с пожарами используют средства активной защиты (системы сигнализации и тушения). Кроме того, на каждом судне имеется противопожарный инвентарь (ручные огнетушители, ящики с песком, топоры и др.).

Система сигнализации предназначена во-первых, для оповещения экипажа и пассажиров о возникновении пожара (радио, гудки и т. п.), во-вторых, для обнаружения очага пожара (специальные системы с ручным (кнопочным) или автоматическим управлением). На судах длиной более 100 м устанавливают автоматически действующие системы, датчики (извещатели) которой контролируют температуру воздуха, а также реагируют на дым или свет пламени.

Системы тушения предназначены для подачи огнегасящих веществ в очаг пожара (воды, пара и пены, углекислого газа, инертных газов и т. д.). Выбор системы определяется типом судна и характером помещения.

Система водотушения состоит из сети трубопроводов, подводящих воду от пожарного насоса к пожарным кранам. Размещение кранов должно обеспечивать одновременную подачу воды в любую точку судна из двух шлангов. Пожарный насос, как правило, центробежный самовсасывающий с независимым приводом, должен одновременно подавать воду не менее чем к 15% всех кранов и создавать напор, обеспечивающий устойчивую струю воды высотой не менее 10 м над уровнем наиболее высокой надстройки.

Управление насосом бывает ручным или автоматическим. При автоматическом управлении напор воды в системе поддерживается пневмогидроцистернами.

Схема размещения трубопроводов может быть линейной (на судах с небольшим количеством помещений) или кольцевой. Кольцевая магистраль (рис. 181) обладает повышенной надежностью и ее применяют на пассажирских судах. Пожарный насос 1 принимает воду из ящика заборной воды 2 или кингстона 4 и подает ее в пневмогидроцистерну 5, а оттуда в трубопроводы 3, 6.

Системы паро- и углекислотного тушения используются для тушения пожаров в нежилых помещениях, топливных цистернах, машинном отделении, грузовых трюмах и т. п.

Система паротушения применяется только на судах с паросиловыми установками. Отработанный насыщенный пар подается от главных или специальных паровых котлов.

В системе тушения инертными газами в качестве огнетушащих сред используют азот, гелий, выхлопные газы, углекислый газ. Углекислота хранится в стальных баллонах в жидком виде. Количество баллонов определяется из расчета одновременного заполнения 30% объема всех помещений, обслуживаемых системой.

Системы газотушения имеют централизованное управление (независимые трубопроводы в каждое помещение) либо децентрализованное управление (на танкерах). Эти системы эффективны при тушении пожаров, но требуют систематического ухода и контроля за арматурой. Система углекислотного тушения снабжается сигнализа-

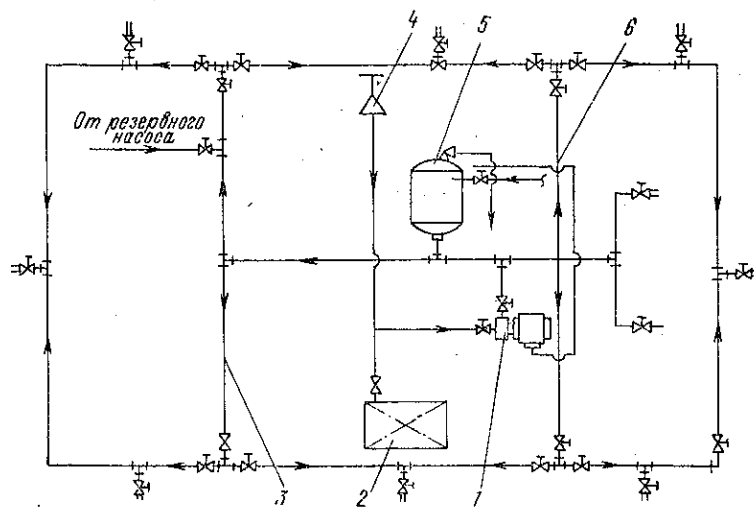


Рис. 181. Схема системы водотушения

цией, извещающей о подаче углекислоты в помещение. Управление системой может быть автоматизировано. Для этого импульсы от термоизвещателей подаются в цепь управления электромагнитными клапанами на раздаточных трубопроводах и приводами пусковых клапанов на баллонах.

В небольших помещениях используются единичные баллоны с устройством автоматического выпуска углекислоты или ручные переносные углекислотные огнетушители.

Система пенотушения служит для подачи пены, образующейся при соединении химических и склеивающих веществ с водой, в очаг пожара. Горящие предметы покрывают слоем пены толщиной 100—200 мм, иногда пеной заполняют объем помещения. В настоящее время более широкое применение нашла воздушно-механическая пена (смесь жидкого пенообразователя, воды и воздуха). Ее преимущества — небольшой расход жидкого пенообразователя (0,2—0,4%), удобство хранения. Кроме того, она не вызывает коррозии металла и не портит грузы.

Система пенотушения состоит из пеногенераторов, в которые засыпается пенообразующий порошок, водяного эжектора, работающего от системы водотушения, и трубопроводов, идущих в помещения. Процесс пенообразования заканчивается в трубопроводах. Управление системой чаще централизованное и автоматизированное.

### § 83. Санитарные системы

Санитарные системы снабжают экипаж и пассажиров питьевой и мытьевой водой, а также удаляют загрязненные воды из санитарно-бытовых помещений.

На судах должна быть предусмотрена *система питьевой воды*. В соответствии с Санитарными правилами питьевая вода должна быть чистой, обеззараженной (удовлетворять требованиям ГОСТ). Такая вода может быть получена из городской водопроводной сети или с помощью специальной судовой установки. Система должна обеспечивать наличие не менее 20 л питьевой воды в сутки на человека. Хранят воду на судне в двух цистернах, которые периодически очищают. Цистерны располагаются в местах, отдаленных от источников тепла и цистерн с жидкостями другого назначения. Система питьевой воды всегда выполняется автономной.

*Система мытьевой воды* предназначена для приема, хранения и подачи холодной и горячей воды в хозяйственно-бытовые помещения. Требования к мытьевой воде предъявляются те же, что и к питьевой воде. Потребность ее определяют, исходя из норм суточного расхода и числа людей на судне. Подогрев воды производится в боллерах или утилизационных водонагревателях, откуда ее подают в трубопровод, выполненный в виде кольцевой магистрали, по которому вода постоянно циркулирует. Хранить мытьевую воду можно в бортовых, днищевых цистернах, в фор- и ахтерпиках и других отсеках судна.

Большое внимание уделяется обеззараживанию воды на судах, которое осуществляется методом хлорирования (при этом требуется постоянный контроль за количеством хлора, которое зависит от качества воды, количества людей и времени эксплуатации); облучения ультрафиолетовыми бактерицидными лучами (эффективность процесса зависит от цвета и мутности воды); озонирования.

Действие существующей в настоящее время судовой установки «ОЗОН-0,5» основано на быстром распаде трехатомной модификации кислорода в воде на обычный кислород и атомарный. Атомарный кислород проявляет свойства сильного окислителя в реакциях с органическими и неорганическими веществами. Озон уничтожает не только бактерии, но и вирусы, удаляет из воды железо и марганец, придает ей голубой оттенок. На рис. 182 представлена принципиальная схема установки «ОЗОН-0,5». Насосом 1 из ящика забортной воды по трубам 2 вода подается в песчаный фильтр 12, где очищается от взвешенных примесей. Фильтрованная вода по трубам 11 подается в сетчатый фильтр 10 и далее в смеситель 9. Сюда же по трубам 4 из озонатора 3 поступает озono-воздушная смесь. Озонированная вода поступает в контактную колонну 5, где проходит вторичную обработку озоном,

и дальше по трубопроводу 6 и дренажной трубе 8 — в цистерну 7 для хранения озонированной воды. Озоно-воздушная смесь образуется при прохождении воздуха через кольцевой зазор между электродами под действием низкого (небольшого) электрического разряда.

Система бытовой воды необходима для подачи воды в санитарно-бытовые и другие помещения. На речных судах для этих целей можно подавать забортную воду, минимально очищенную. Однако, для того чтобы упростить устройство системы и, главное, повысить санитарную безопасность, ее объединяют с системами питьевой и мытьевой воды.

Для удаления грязных вод предназначена *сточно-фановая система*.

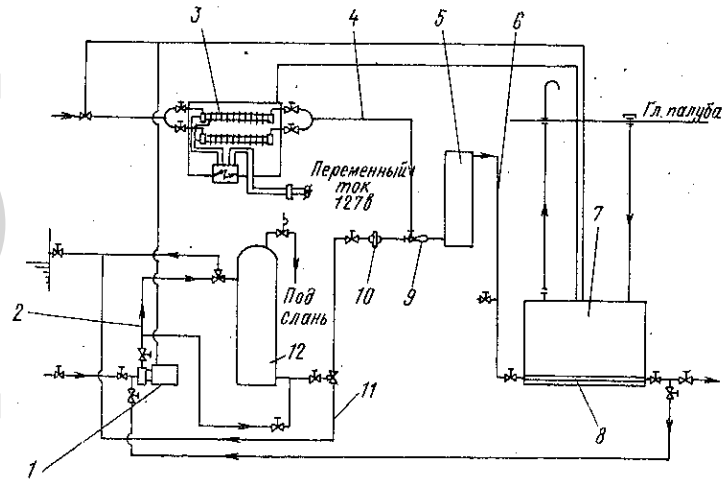


Рис. 182. Схема установки «Озон-0,5»

Часть трубопроводов (из бань, душевых и т. д.) выводят непосредственно за борт, а другую часть отводят в специальные фановые цистерны, которые периодически очищают (насосом) в зонах, установленных Санитарными правилами. Цистерны оборудуют трубами, выведенными на главную палубу с обоих бортов, и устройством, сигнализирующим о заполнении ее на 90%. Иногда сточные воды отводят в береговые фановые цистерны, которые размещают вдали от жилых помещений и источников тепла. Собранную воду в цистернах обрабатывают химическими реактивами или пропаривают.

Большинство элементов санитарных систем регламентировано Правилами Регистра СССР и Санитарными правилами.

**§ 84. Система отопления**

Отопление судовых помещений может осуществляться паровой, водяной, электрической и воздушной системами. *Паровая система отопления* малогигиенична и опасна для людей, поэтому на новых судах ее не применяют.

Вода для *водяной системы отопления* подогревается (до 80—90° С) в водогрейных котлах или теплообменниках. Температура воды в системе поддерживается, как правило, автоматически в пределах 70—90° С. Систему можно выполнять с естественной и искусственной циркуляцией. Естественная циркуляция происходит в результате разности гидростатических давлений отработавшей и горячей воды. При малой величине напора требуются трубы больших диаметров. Это ведет к увеличению веса оборудования. При искусственной циркуляции можно регулировать в широких пределах температуру греющей среды. Такую циркуляцию обеспечивают центробежным насосом. Трубопровод системы водяного отопления выполняют в виде однолинейной или двухлинейной магистрали.

*Электрическое отопление* обеспечивается с помощью низкотемпературных элементов сопротивления. Их устанавливают в виде грелок либо непосредственно в помещениях, либо в панелях стен. Это наиболее прогрессивный вид отопления, но из-за низкой экономичности редко применяется.

*Система воздушного отопления* поддерживает необходимую температуру в помещении нагнетанием в него нагретого воздуха. Нагревается воздух в водяных или паровых воздухонагревателях. Она может быть выполнена по групповому, автономному и централизованному принципу. При групповом принципе управления система обеспечивает воздухом средней температуры группу помещений.

В систему воздушного отопления входят и увлажнители воздуха. Увлажнение воздуха осуществляется за счет введения распыленной воды или водяного пара через распылители или сопла в увлажнительной камере.

С помощью системы воздушного отопления одновременно осуществляется вентиляция, в летнее время ее можно использовать для охлаждения воздуха, если в водонагреватель подавать холодную воду.

## § 85. Системы вентиляции и кондиционирования

Система вентиляции служит для замены воздуха в помещениях без изменения его состава. Различают естественную и искусственную вентиляцию.

Естественная вентиляция вызывается разностью температур или ветром, который, действуя на специальные вентиляционные головки—дефлекторы, втягивает или вытягивает воздух. Искусственная вентиляция осуществляется в результате действия вентиляторов, центробежных и осевых. На скоростных судах в качестве основной принята естественная вентиляция, которая подразделяется в свою очередь на приточную, вытяжную и смешанную. Для снижения шума вентиляторы устанавливают в помещениях со специальными звукоизолирующими выгородками, а в воздухопроводах размещают перфорированные патрубки с звукопоглощающим материалом. Основным принципом управления систем вентиляции является групповой. Автономные системы применяют в помещениях больших объемов (машинно-котельное отделение, грузовые трюмы и т. п.).



**Система кондиционирования**, широко распространенная на судах, создает воздушную среду необходимой температуры и влажности независимо от внешней среды, т. е. обеспечивает комфортный микроклимат. Система кондиционирования обслуживает обычно группу помещений, близких по своим термовлажностным условиям и размещению. В отдельных помещениях (каютах) устанавливают регуляторы температуры и количества подаваемого воздуха.

Централизованная система применяется только на судах с небольшим количеством помещений. В зависимости от скорости движения воздуха в воздухопроводах различают низконапорные системы кондиционирования, используемые в помещениях большой кубатуры, например ресторанах, кают-компаниях, и высоконапорные.

#### § 86. Специальные судовые системы

Для выполнения специальных функций, соответствующих назначению судна, существуют специальные системы.

**Холодильная (рефрижераторная) система** необходима на судах, перевозящих скоропортящиеся грузы. Эта система должна автоматически обеспечивать равномерную температуру во всем объеме помещения, которое должно иметь специальную изоляцию. Система охлаждения работает по принципу поглощения тепла от охлаждаемой среды (хладоносителя) специальным холодильным агентом (хладоагент) за счет низкой температуры его кипения. Хладоагент (чаще всего фреон) с помощью компрессора подается в жидком виде в испаритель, где, соприкасаясь с охлаждаемой средой (воздух или вода со специальными добавками — рассолом), он испаряется, поглощая тепло хладоносителя. Затем пары хладоагента поступают в конденсатор, где снова обращаются в жидкость.

**Специальные системы нефтеналивных судов.** Танкеры дополнительно оборудуют грузовой, зачистной, газоотводной системой и системой орошения палубы. Суда, предназначенные для перевозки тяжелых нефтепродуктов с большой вязкостью, имеют еще систему подогрева груза. *Грузовая система* предназначена для разгрузки или перекачивания груза из одного танка в другой, а иногда и для его приема. *Зачистная система* служит для удаления остатков груза, не выбранного грузовой системой.

Системы выполняются чаще всего по линейной схеме. Управление клинкетами, как правило, ручное (с палубы). Для ускорения грузовых операций в последние годы получает распространение автоматическое управление клинкетами, оборудованными гидравлическими приводами.

*Газоотводная система* служит для выравнивания перепада давлений между атмосферой и парами грузов в трюме. Системы выполняют по групповому принципу, объединяя трюмы с одинаковыми сортами груза. Работают системы автоматически за счет установки специальных клапанов. На ряде танкеров для снижения пожарной опасности используется *система инертных газов*, которые подаются в свободные от груза объемы.

## ПОНЯТИЕ О ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВ

### § 87. Разработка проекта судна

Выбор типов судов, обоснование их количества и размещения по эксплуатационным линиям является важной народнохозяйственной задачей. Специальные научно-исследовательские институты изучают грузопотоки, пассажиропотоки, условия плавания в различных бассейнах и на основе этих данных определяют перспективы развития судостроительной промышленности, разрабатывают новые типы судов, составляют «сетку» судов.

**Этапы разработки проекта.** Проектная организация совместно с заказчиком на основе утвержденной «сетки» судов составляет техническое задание, которым определяется тип судна, район плавания, грузоподъемность и род груза или пассажироместимость, скорость движения, автономность плавания, тип судовой энергетической установки и некоторые другие общие положения, являющиеся основой для разработки эскизного проекта.

*Эскизный проект* является наиболее ответственной стадией проектирования, на которой уточняются все основные параметры и элементы судна. Именно поэтому эскизный проект выполняют в нескольких вариантах. В настоящее время это осуществляют с помощью ЭВМ, которые позволяют проанализировать большое число вариантов и наметить основные элементы судна, более полно отвечающие техническим и экономическим требованиям. Однако создать математическую модель, соответствующую выбранному оптимальному варианту, очень сложно, так как трудно сформулировать критерий оптимальности. Например, при выборе формы корпуса нужно удовлетворить совершенно противоречивым требованиям обеспечения лучших мореходных качеств судов: поворотливости и устойчивости на курсе, плавности качки и остойчивости; уменьшения сопротивления воды движению судна и технологичности постройки корпуса. Такие же противоречия возникают и при определении технико-экономических показателей: себестоимости перевозки и скорости доставки грузов, стоимости постройки и обеспечения бытовых условий для экипажа и пассажиров и т. п. Естественно, что в таких условиях основной анализ вариантов выполняется проектировщиками. Эскизный проект дает полное представление о будущем судне и его характеристиках.

*Технический проект* является окончательной проработкой всех технических решений отобранного на стадии эскизного проектирования варианта. На этой стадии принимаются окончательные решения по всем элементам судна, включая общесудовые устройства и системы, и проводится согласование с нормирующими организациями (Регистр, санитарная и противопожарная инспекция, органы охраны труда).

Заключительным этапом проектирования является разработка рабочих чертежей для всех деталей судна. Степень детализации чертежей определяется размером серии, технологией постройки и т. п. Проект серийных судов считается законченным лишь после постройки

и испытания головного судна и внесения поправок в проект. На испытаниях, которые проводятся после спуска судна на воду, уточняют элементы плавучести путем замера осадок, определяют действительное положение ЦТ (опыт кренования). Затем проводят ряд специальных испытаний.

На швартовных испытаниях судно закрепляют у береговой стенки и проверяют работу его главных двигателей. На ходовых испытаниях проверяют скорость судна при разных нагрузках, маневренные качества, а также работу судовых устройств и систем.

После ходовых испытаний осуществляют выборочный контроль за состоянием механизмов: осмотр нескольких цилиндров на главных двигателях, нескольких подшипников на валовых линиях и т. п.

На заключительных испытаниях, на которых присутствует Государственная приемная комиссия, происходит сдача судна заказчику.

**Некоторые особенности проектирования речных судов.** Теоретических методов выбора оптимальных параметров и характеристик судов, как отмечалось выше, не существует. Поэтому проектирование ведется методом последовательных приближений с использованием прототипов. В качестве прототипов принимается, как правило, ряд судов, обладающих лучшими качествами (по форме корпуса, судовой энергетической установке, бытовым условиям, отдельным элементам устройств и судовых систем и т. п.).

В связи с этим установлены ограничения по длине и ширине судов, а для многопалубных пассажирских судов — и по габаритной ширине. Жесткое требование предъявляется и к осадке судов, плавающих по внутренним водным путям: запас воды под днищем должен быть не менее 10—40 см.

На выбор судовой энергетической установки существенно влияет скорость течения реки и ее уклон, а также условия размещения механизмов в машинном отделении.

#### **§ 88. Определение элементов судна на начальных стадиях проектирования**

При проектировании основных элементов судна определяют водоизмещение судна и мощность судовой энергетической установки, выбирают главные размерения, делают разработку теоретического чертежа и общего расположения, расчет весовой нагрузки и удифферентовки судна и, наконец, оценку основных мореходных качеств судна.

**Весовое водоизмещение и мощность судовой энергетической установки.** На основании исходной информации (технического задания) и данных прототипов составляют уравнение веса. Мощность определяют для грузовых или пассажирских судов по формулам адмиралтейских коэффициентов, а для буксиров и толкачей — по значениям заданной тяги (силы толкания).

Уравнение веса обычно представляют в виде

$$D = \rho_k LBH + (\rho_m + \rho_{т.с}) N_e + D_w + \Delta D,$$

где  $\rho_k$ ,  $\rho_m$ ,  $\rho_{т.с}$  — удельные измерители соответственно веса корпуса,

механизмов, топлива и смазки, которые определяют по данным прототипов;  $D_w$  — дедвейт судна, который включает вес экипажа и пассажиров, груза, запаса провизии, воды и цистерн сточных и фекальных вод;  $\Delta D$  — запас водоизмещения, равный  $0,025 D$  для крупных судов (водоизмещением более 500 т) и  $0,04$  — для мелких.

Мощность можно найти по выражению

$$N_e = D^{2/3} \frac{v}{C},$$

а для буксирных судов по формуле

$$N_e = \frac{Z}{\bar{Z}},$$

где  $C$  — адмиралтейский коэффициент, вычисляемый по прототипу;  $\bar{Z}$ ,  $Z$  — соответственно удельная и заданная тяга буксира (сила толкания).

Совместное решение уравнений позволяет определить весовое водоизмещение и мощность судовой энергетической установки. Эта же задача может быть решена или дополнительно проверена другими, излагаемыми в специальной литературе методами (методом Нормана, Бубнова—Балкашина; с помощью коэффициентов утилизации и др.).

**Главные размерения судна.** Весовое водоизмещение и данные о прототипах используют при вычислении главных размерений судна. Как следует из уравнений плавучести  $D = \gamma \delta LBT$ ,

$$B = \sqrt[3]{\frac{Dt}{\gamma \delta l}}; \quad L = lB; \quad T = \frac{B}{t}.$$

Значения  $l$  и  $t$  представляют соответственно отношения длины судна к ширине и ширины к осадке, взятые по прототипу. Коэффициент полноты  $\delta$  принимают на основании анализа данных о прототипах. При определении высоты борта учитывают, во-первых, необходимую высоту надводного борта, а во-вторых, норму отношения длины судна к высоте борта, отвечающую критериям общей прочности. Правилами Регистра эти отношения устанавливаются в зависимости от класса судна.

Главные размерения должны удовлетворять и другим требованиям технического задания. Грузовые суда — условиям грузовместимости, а пассажирские — пассажироместимости и т. п. Вычисление объемов трюмов или площадей палуб на начальной стадии проектирования проводят на основе уравнений, отражающих опыт размещения и нормативные требования. По главным размерениям и коэффициентам полноты разрабатывают теоретический чертеж.

**Общее расположение и удифферентовка судна.** Расположение помещений в корпусе и надстройках определяется техническим заданием, Санитарными правилами, нормами Регистра и, в какой-то степени, традициями. Так, в техническом задании указывается положение машинного отделения по длине судна, число грузовых трюмов, число палуб надстройки и т. п.; в Правилах Регистра — длина фор- и ахтерпиковых отсеков, иногда количество водонепроницаемых пере-

борок и коффердамов; количество и размеры жилых, бытовых и служебных помещений, их оборудование и основные принципы размещения; по традиции размещают каюты старшего комсостава, салоны и рестораны, ходовую рубку и даже трубу.

Удифферентовка судна состоит в согласовании ЦТ судна с положением ЦВ. Требуется разместить грузы, оборудование, механизмы и т. п. таким образом, чтобы судну обеспечить при полной нагрузке плавание прямо и на ровный киль; а при плавании порожнем — нормальные условия работы гребных винтов и управляемость, для чего вычисляют потребное количество балласта и определяют положение его на судне.

Мореходные качества проверяют по полученным элементам судна и теоретического чертежа, характеристикам судовой энергетической установки, условиям технического задания и т. п. Расчеты выполняют в соответствии с рекомендациями всех предыдущих разделов.

### **§ 89. Перспективы развития судов внутреннего плавания**

В связи с непрерывным ростом грузо- и пассажироперевозок речной флот постоянно пополняется и совершенствуется.

В настоящее время предусмотрено пополнение речного флота крупнотоннажными грузовыми судами и секционными составами. Основные типы сухогрузных судов и танкеров для внутренних водных путей имеют грузоподъемность 5000 т; намечено повышение их грузоподъемности до 6500 т. Строительство этих типов судов на класс «М» позволит использовать их и в прибрежных морских районах.

Сухогрузные теплоходы смешанного плавания типа «Сормовский» и «Балтийский» хорошо зарекомендовали себя в условиях эксплуатации, поэтому будет продолжено строительство судов этой серии. Эти суда могут плавать и в зимнее время в прибрежных морских районах на юге нашей страны. Расширяется строительство специализированных судов для доставки цемента, руды, контейнеров, а также легковых и грузовых автомобилей.

Для повышения скоростей движения грузового флота необходимо совершенствовать судовые обводы, искать способы применения воздушной смазки, снижения сопротивления движению.

Экономически эффективной является перевозка грузов на большегрузных толкаемых составах. Поэтому в настоящее время увеличивают строительство барж-секций грузоподъемностью 4000—5000 т, что позволит комплектовать крупнотоннажные составы грузоподъемностью до 18—20 тыс. т; для перевозки нефти создают баржи-секции грузоподъемностью до 9000 т. Для толкания секционных составов будут использоваться толкачи мощностью 4000 и 2000 л. с.; для грузовых перевозок по внутренним водным путям — буксиры-толкачи мощностью 300, 450 и 600 л. с. и составы с баржами грузоподъемностью 300, 600 и 1000 т. Эти суда строят большими сериями.

Из года в год растет число туристских водных маршрутов. В связи с этим предстоит увеличить число крупных туристских и транзитных пассажирских судов внутреннего и смешанного плавания на 350—400

пассажирам. Это будут комфортабельные суда с одно- и двухместными каютами, длиной до 135 м, с повышенной скоростью. Они свяжут, например, Москву и Ленинград с курортными районами Черного и Балтийского моря.

Особое значение придается повышению скорости судов. Создаются катамаранные суда и суда с динамическими принципами движения. Так, судно типа «Турист» будет обслуживать местные линии в обычные дни, а в воскресные и праздничные дни будет перевозить около 1000 пассажиров к местам отдыха в загородные зоны. Судно типа «Орбита» предназначено для прогулочных и экскурсионных рейсов, однако в обычные дни на нем можно перевозить палубные грузы. Скорость пассажирского катамарана, обслуживающего внутригородские и пригородные линии, равна 40—45 км/ч.

Совершенствуются суда на подводных крыльях. Кроме судов типа «Метеор» и «Ракета» предусматривается создание судов типа «Восход» для перевозки пассажиров на местных линиях.

Скоростные суда с динамическими принципами поддержания будут обслуживать широкую сеть мелководных рек. Глиссирующие суда типа «Заря», используемые на мелководных реках, сейчас совершенствуются. Со временем они будут курсировать на реках классов «Л» и «Р» со скоростями 40—45 км/ч.

Скеговые суда на воздушной подушке типа «Зарница» и «Орион» также обладают повышенной скоростью. Они осуществляют пассажирские перевозки на малых реках, запланировано строительство грузозыбных скеговых судов. Эти суда имеют сравнительно малую мощность, что позволяет устанавливать на них двигатели с большим моторесурсом.

Создание судов на воздушной подушке с полным отрывом от воды позволит развивать скорость до 150 км/ч.

Таким образом, перспективный план развития речного флота предусматривает строительство судов новых типов, что позволит полностью удовлетворить нужды народного хозяйства.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1а

Основные характеристики судов внутреннего плавания

Тип или название головного судна	№ проекта	Класс судна	Число и мощность двигателей, л. с.	Скорость, км/ч	Основная эксплуатационная характеристика	Дополнительные данные
Пассажирские суда						
«Ленин»	20	О	3×900	26	458	Дизель-электроход
«Родина»	588	О	3×400	25	401	
«Октябрьская Революция»	26—37	О	3×525	25	426	
«Россия»	785	О	2×400	20	295	Дизель-электроход
«Ерофей Хабаров», «Ангара»	860	О	2×400	20,5	304	
«Байкал»	646	М	2×400	22,5	200	
«ОМ»	780	О	2×150	20	216	
«Москва»	Р-51	Р	2×150	24	278	
«Отдых»	939	О	2×225	22	665	Катамаран
«Турист», «Орбита»	Р-80	О	2×660	26	1000	»
«Заря»	946	Л	1×900	45	63	Судно со сверхкритической скоростью
«Ракета»	340	О	1×1000	60	66	СПК
«Метеор»	342	Р	2×1000	65	124	СПК
«Восход»	351	О	1×1000	65	65	СПК
«Зарница»	1435	Л	1×235	34	48	СВП
«Сормович»	1872	О	1×1800	120	50	СВП
«Орион»	1746	Р	2×520	60	80	СВП
Проект	Р-104	О	2×900	41	318	Катамаран
Проект	Д1-400	О	3×900	26	380	Туристский

Продолжение

Тип или название головного судна	№ проекта	Класс судна	Число и мощность двигателей, л. с.	Скорость, км/ч	Основная эксплуатационная характеристика	Дополнительные данные
Грузовые суда						
«Волго-Дон»	507	О	2×1000	21	5000	
	1565		2×900			
«6-я пятилетка»	576	О	2×550	21	2000	
«Балтийский»	781	Регистр СССР	2×660	21	2000	
«Волго-Балт»	791	М	2×600	19,5	2700	
«Сормовский»	1557	Регистр СССР	2×660	19,5	2700	
«Кама»	1553	Регистр СССР	2×660	20,3	2700	Нефтерудовоз
«Калининград»	21-88	О	2×525	20	2000	
«Морской»	1810	М	2×700	21,7	1700	
«Лена»	Р-78	М	2×660	19	2170	
«Окский»	559Б	О	2×400	16,6	1200	
«Братья Игнатовы»	Р-19	О	2×900	27,5	1000	Катамаран-площадка
«Великий»	558	М	2×1000	19,5	5000	Танкер
«Волгонефть»	1577	М	2×1000	20	5000	»
«Лось»	587	О	2×500	18	3000	»
Толкачи и буксиры						
«Маршал Блюхер»	947	О	2×2000	28	$Z_{15} = 38,6$	Толкач
ОТ-2001	428	О	2×1000	23	$Z_{15} = 16$	»
«Байкальский»	Р-18	М	2×600	21	$Z_5 = 15,2$	Буксир
«Зеленодольск»	749	О	2×600	21	$Z_8 = 15$	Толкач
ОТ-800	758	О	2×400	20	$Z_8 = 8$	»
Шлюзовый	887	О	2×300	18	$Z_8 = 6,5$	»
«Обь»	1741	О	2×300	19	$Z_{10} = 6,1$	Толкач-буксир

Примечание. В графе «Основная эксплуатационная характеристика» для пассажирских судов приведена пассажироместность, для грузовых — грузоподъемность (т), а для толкачей и буксиров — сила тяги или толкания (тс) при определенной скорости буксировки или толкания.



ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Геометрические элементы судов внутреннего плавания

№ проекта	Главные размерения				Коэффициент полноты			Диаметр винта или водомета
	L	B	H	T	δ	α	β	
Пассажирские суда								
20	116	12,4	5,0	2,3	0,656	0,815	0,920	1,68
588	90	12,0	4,3	2,46	0,570	0,780	0,866	1,6
26-37	90	11,6	4,3	2,38	0,570	0,774	0,866	1,68
785	77,4	9,6	3,15	1,9	0,710	0,810	0,990	1,5
860	74,6	10,5	3,4	1,40	0,755	0,860	0,968	1,1
646	62	12	3,7	2,19	0,573	0,750	0,882	1,46
780	40,6	6,0	2,5	1,5	0,500	0,770	0,870	1,0
P-51	36	5,3	1,7	1,14	0,453	0,804	0,806	0,8
939	40	$\frac{4,8}{13,3}$	2,75	1,5	0,528	0,75	0,835	1,1
P-80	70	$\frac{5,6}{16,1}$	3,3	1,98	0,552	0,775	0,937	1,56
946	20,4	3,65	1,2	0,49	0,775	0,920	0,997	Водомет 0,7
340	22,2	4,4	0,8	$\frac{0,52}{1,1}$	0,47	0,83	0,68	0,67
342	30	6,0	1,6	$\frac{0,9}{1,2}$	0,30	0,70	0,48	0,67
351	26,8	4,4	3,17	0,68	0,38	0,81	0,62	
1435	21,3	3,85	0,9	$\frac{0,3}{0,55}$	—	—	—	Водомет 0,41
1872	21,5	9,0	0,72	-0,32	—	—	—	Воздушные винты 2,6
1746	24	5,5	1,5	$\frac{0,5}{0,84}$	—	—	—	Водомет 0,47
P-104	41	$\frac{2,3}{7,8}$	2,6	0,85	0,484	—	—	0,8
Д-400	126	15,5	5,1	2,8	0,62	0,869	0,892	—

Продолжение

№ проекта	Главные размерения				Коэффициент полноты			Диаметр винта или водомета
	L	B	H	T	$\delta$	$\alpha$	$\beta$	
Грузовые суда								
507	135	16,5	5,5	3,5	0,851	0,936	0,997	1,8
1565								1,86
576	90	13	4,8	2,8	0,837	0,905	0,999	1,7
781	92	13	5,5	3,46	0,781	0,870	0,997	1,7
791	110,1	13	5,5	3,34	0,816	0,890	0,997	1,7
1557	110,6	13	5,5	3,5	0,818	0,891	0,997	1,6
1553	115,2	13	5,8	3,5	0,823	0,898	0,997	1,6
21—88	100	12,4	4,9	2,8	0,818	0,912	0,997	1,54
1810	84	12,2	5,2	3,2	0,795	0,880	0,979	1,9
P-78	105	14,8	5,0	2,5	0,827	0,880	0,997	1,55
559B	79,8	15	2,8	1,7	0,797	0,871	0,997	1,4
P-19	93	6,02	4,4	2,96	0,528	0,761	0,858	1,64
		15,8						
558	128,6	16,5	5,5	3,58	0,845	0,902	0,998	1,7
1577	128,6	16,5	5,5	3,51	0,845	0,902	0,998	1,7
587	107,5	13,0	4,8	3,3	0,872	0,920	0,998	1,68
Толкачи и буксиры								
947	50	13,6	4,3	3,06	0,515	0,892	0,931	2,9
428	44	11,6	3,3	2,0	0,648	0,872	0,980	1,71
P-18	41	9,0	4,4	3,08	0,48	0,77	0,81	1,9
749	39,6	9,0	3,5	2,18	0,632	0,865	0,995	1,86
758	38,5	8,2	3,2	2,0	0,64	0,89	0,995	1,66
887	21,5	7,8	3,0	2,11	0,512	0,874	0,859	1,65
1741	31,0	8,0	2,7	1,3	0,642	0,843	0,994	1,36

Примечание. Для катамаранных судов приведена ширина каждого корпуса и общая ширина судна, для судов на подводных крыльях и воздушной подушке — осадка при движении (в числителе) и осадка на плаву (в знаменателе).

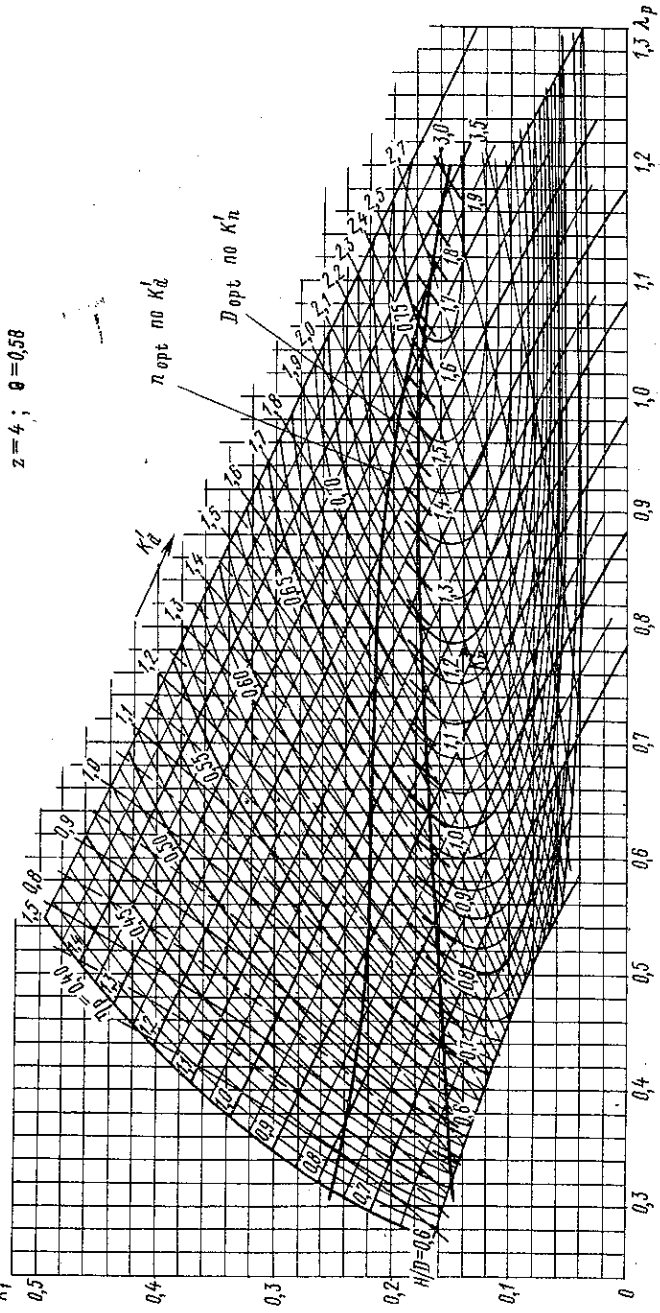


Рис. 1-а

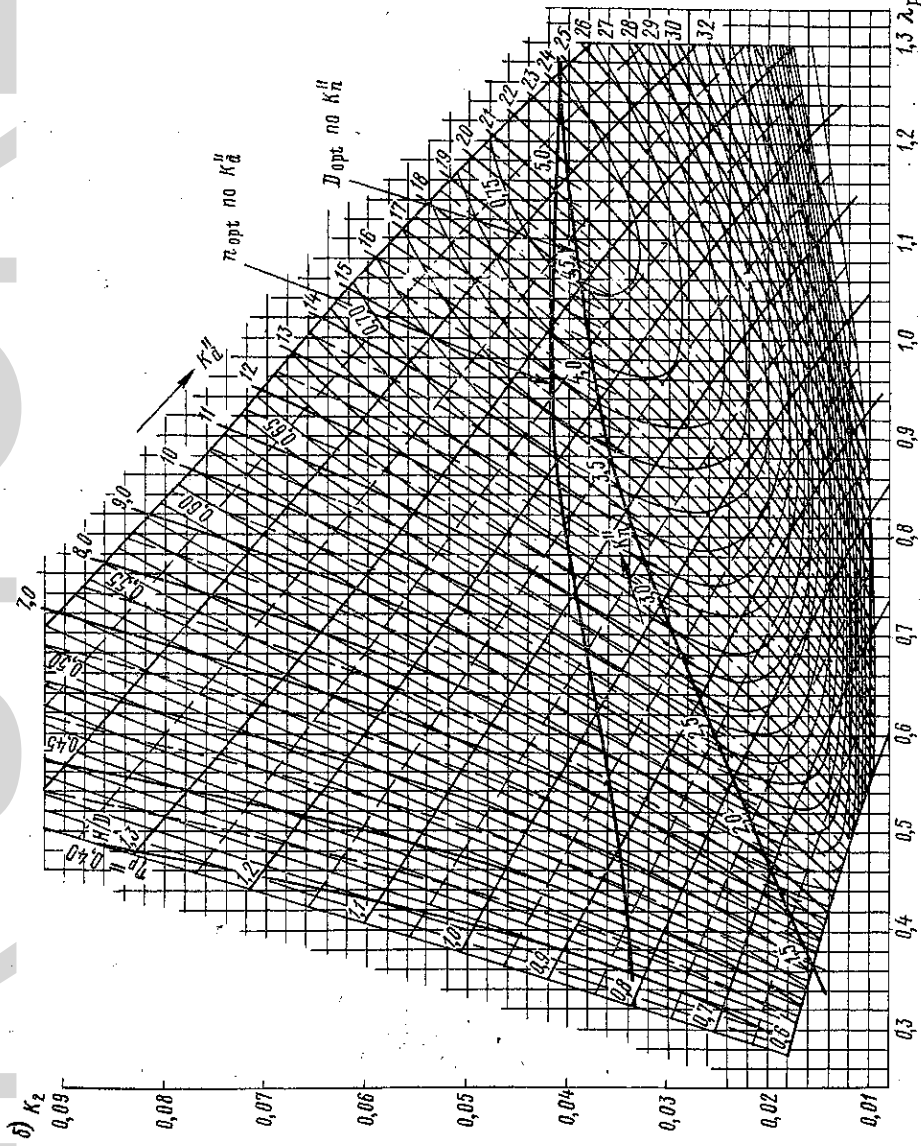


Рис. 1-6



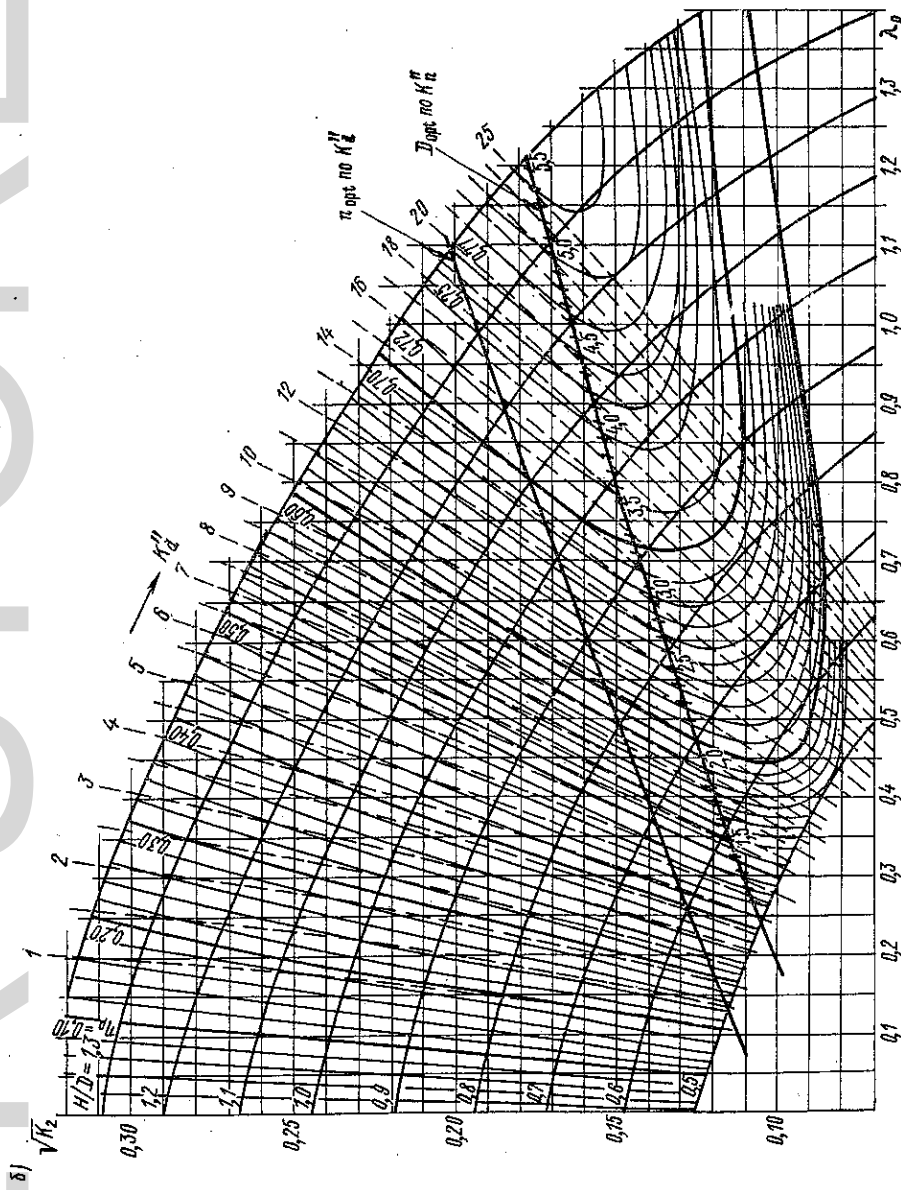


Рис. 2-6

а)

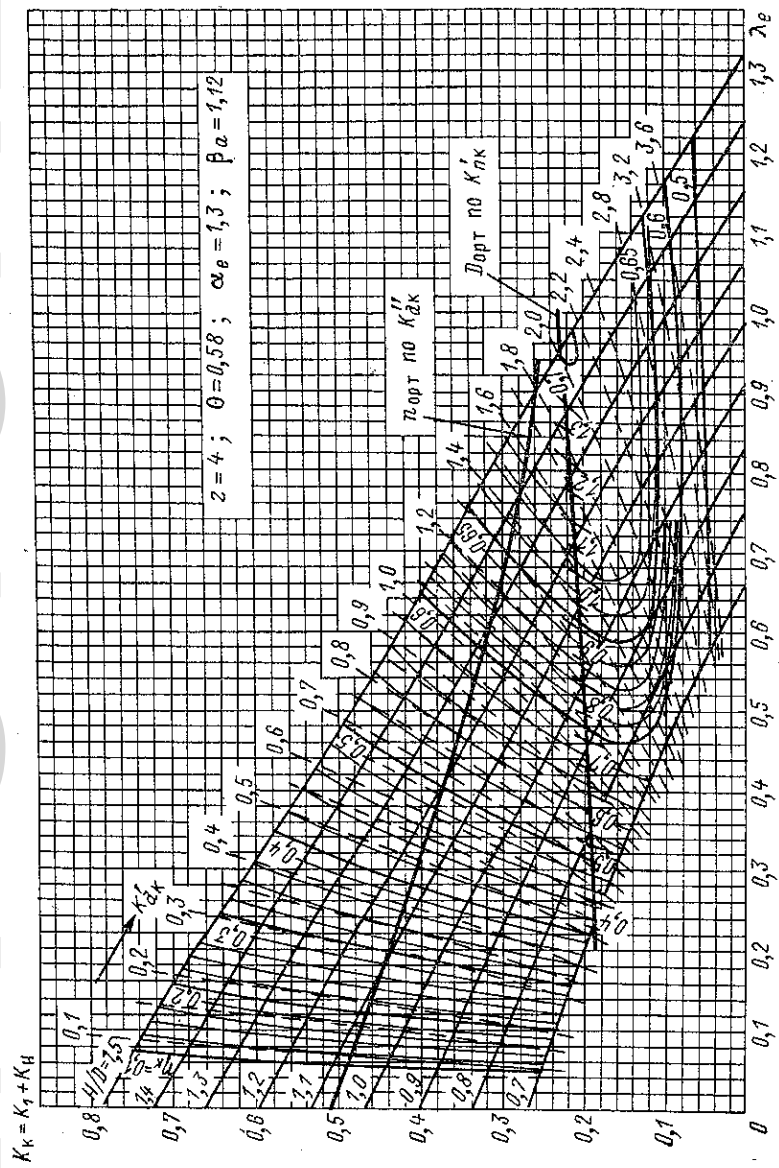


Рис. 3-а

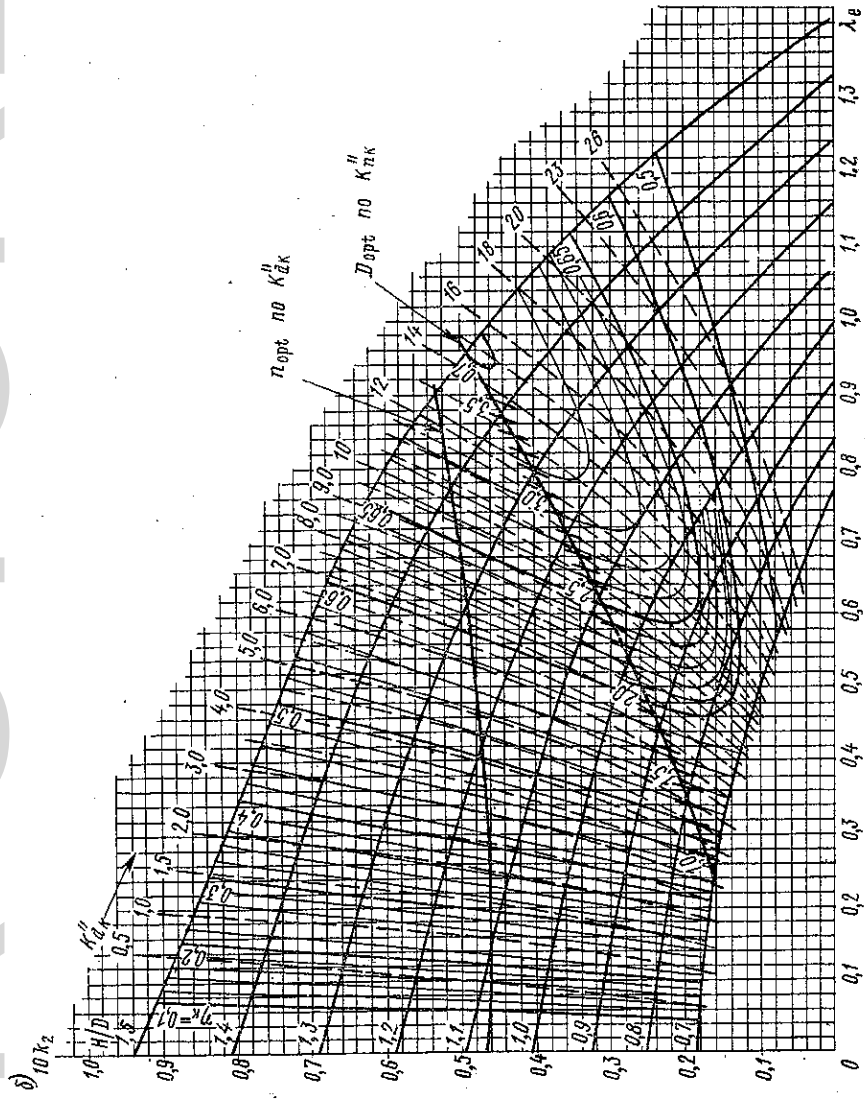


Рис. 3-6



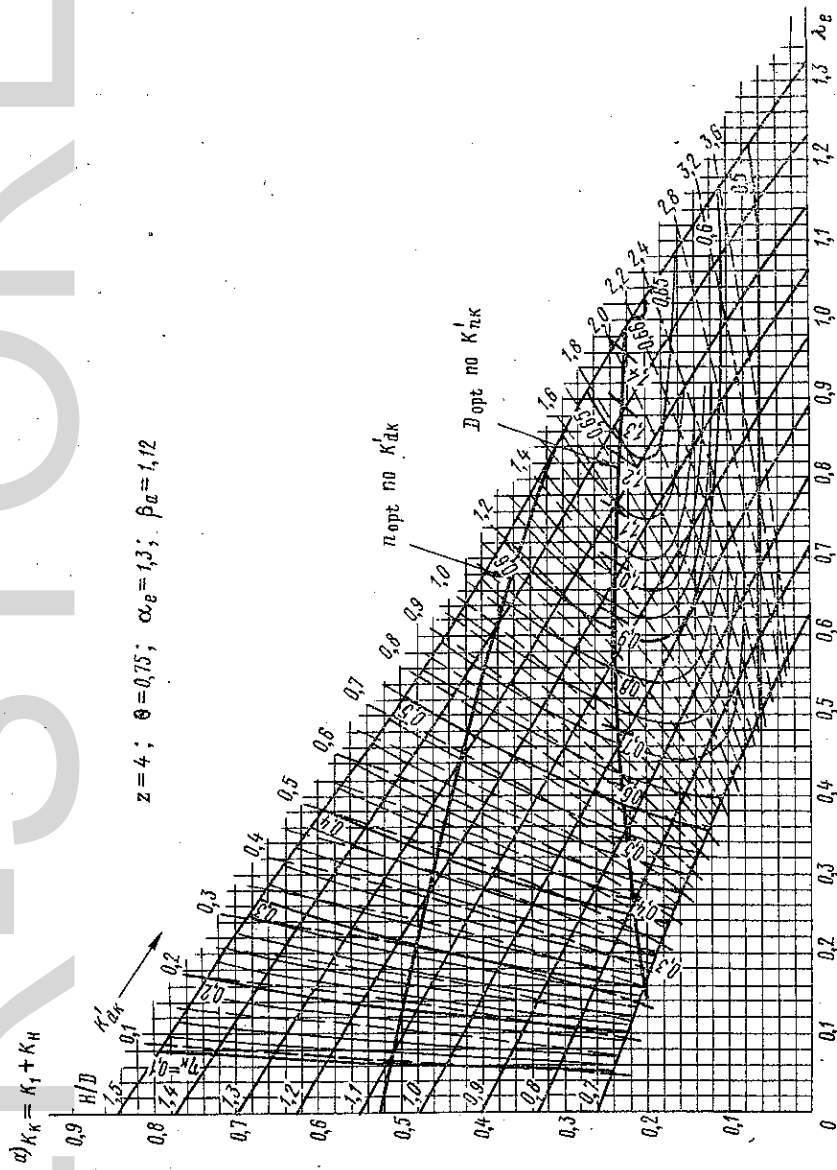


Рис. 4-а

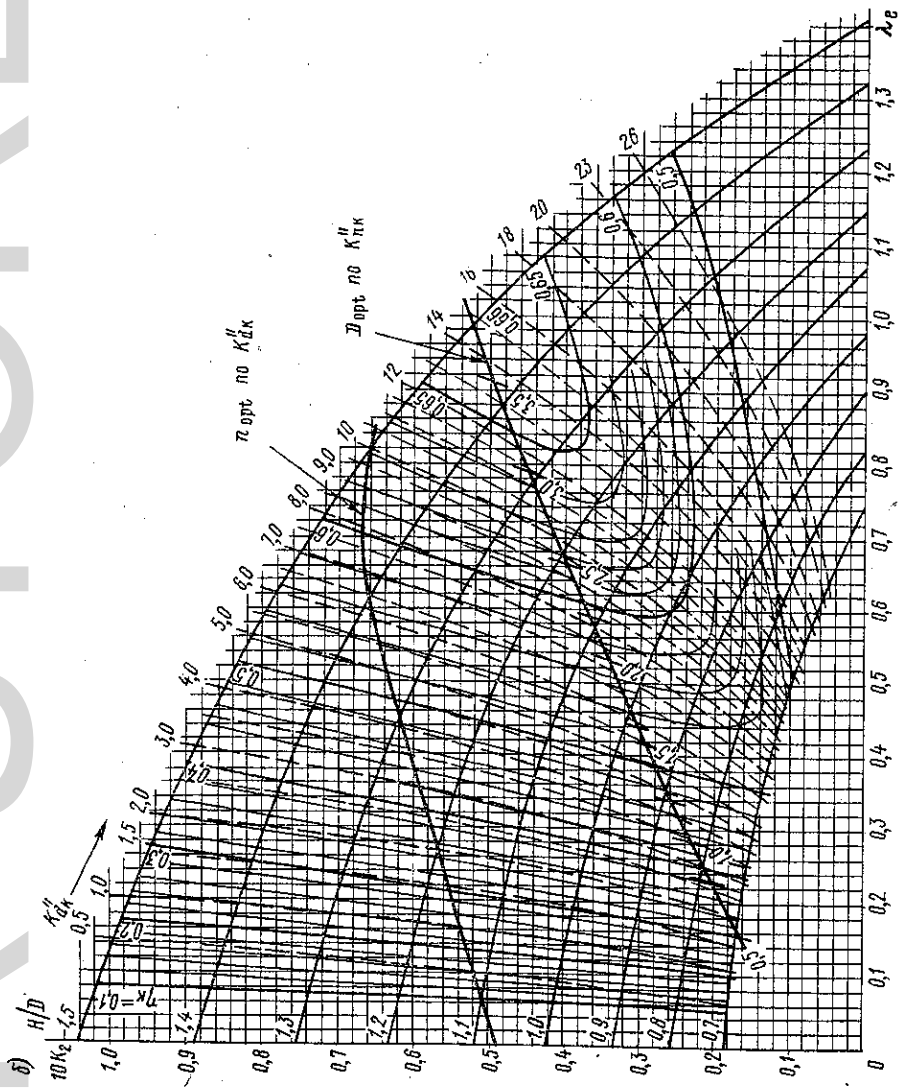


Рис. 4-6

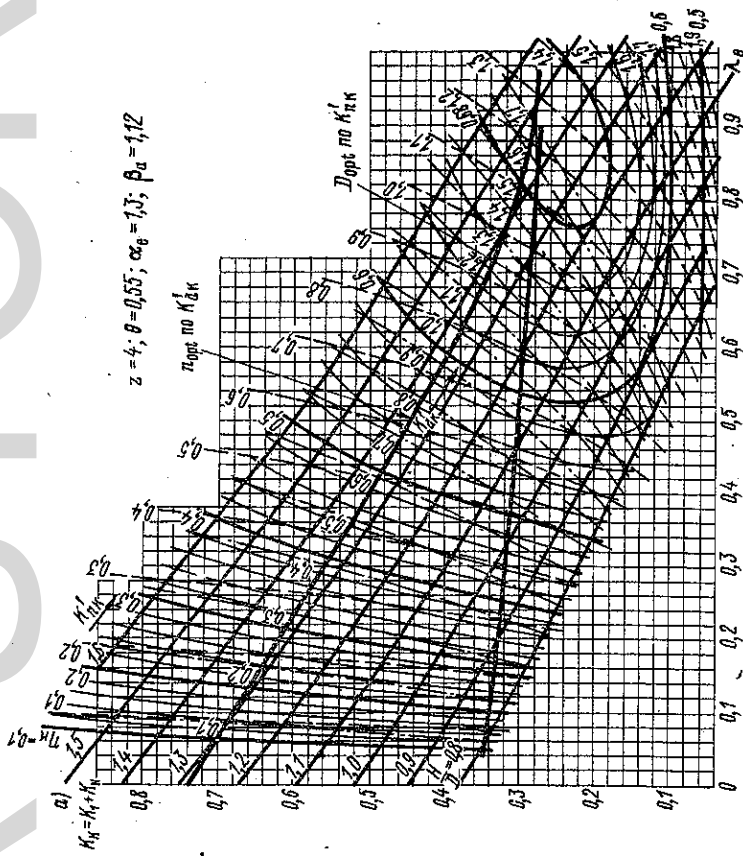


Рис. 5-а

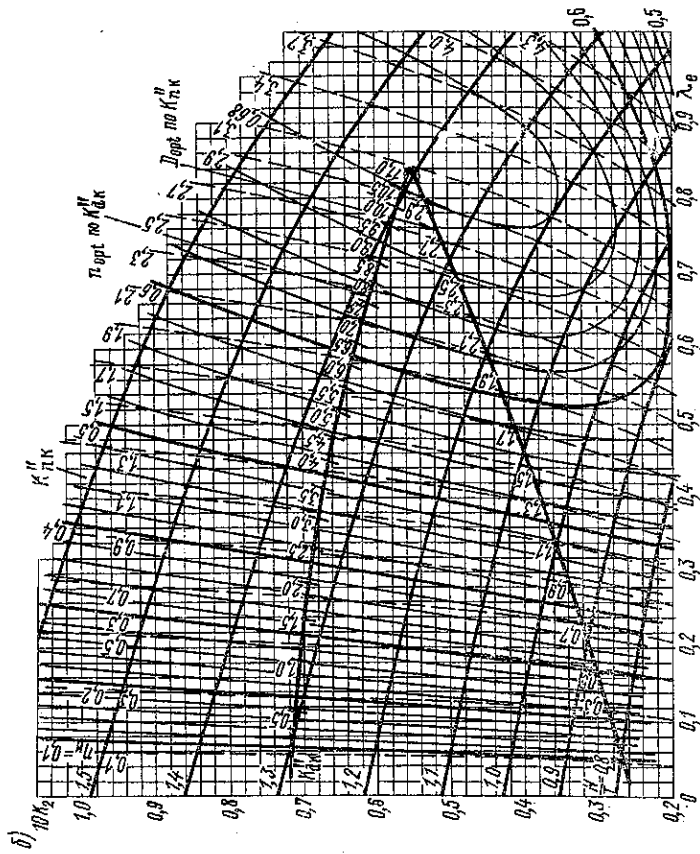


Рис. 5-6

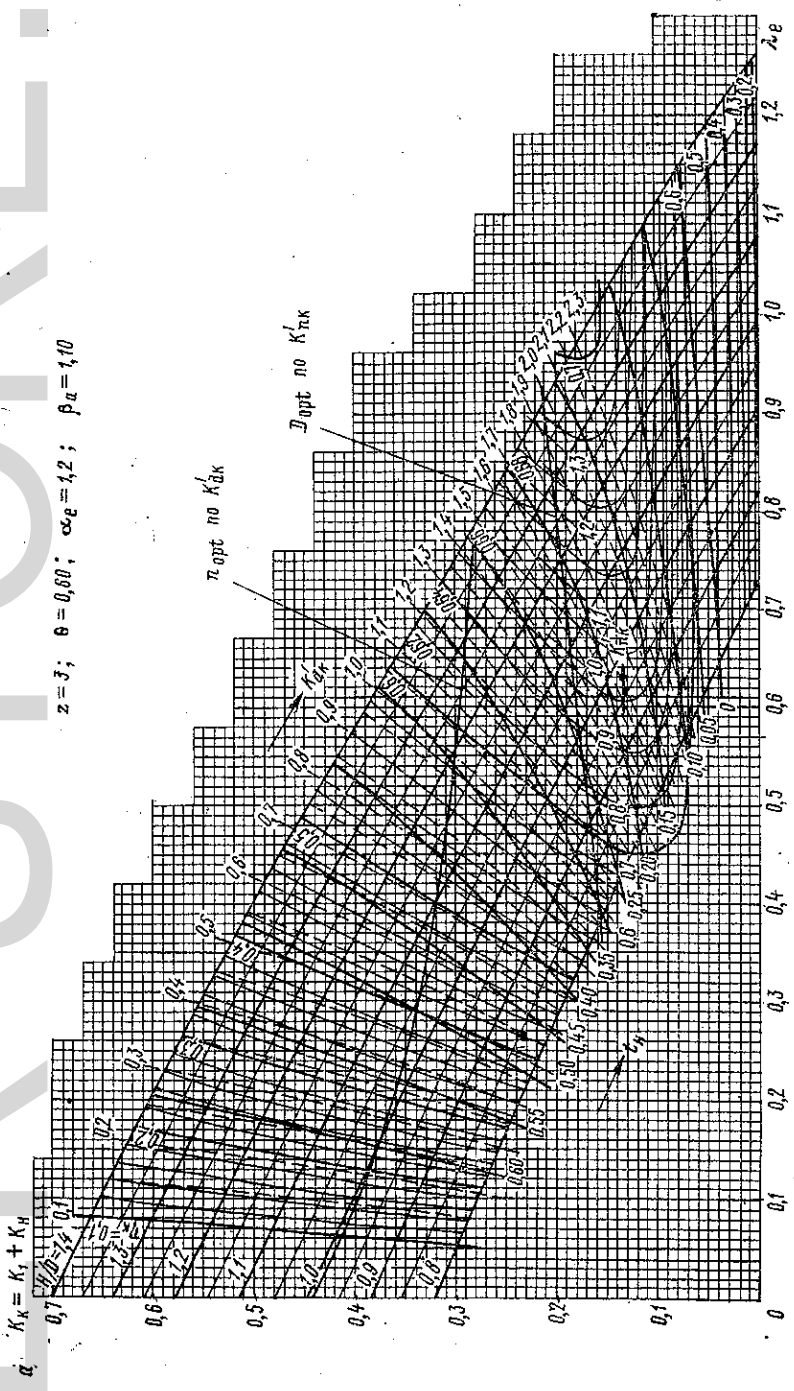


Рис. 6-а



## УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алферьев М. Я. Теория корабля. М., «Транспорт», 1972.
2. Алферьев М. Я. Ходкость и управляемость судов (Сопротивление воды движению судов). М., «Транспорт», 1967.
3. Анфимов В. Н., Ваганов Г. И., Павленко В. Г. Судовые тяговые расчеты. М., «Транспорт», 1970.
4. Басин А. М. Ходкость и управляемость судов (Судовые движители). М., «Транспорт», 1964.
5. Басин А. М. Ходкость и управляемость судов (Управляемость судов). М., «Транспорт», 1968.
6. Басин А. М. Качка судов. М., «Транспорт», 1969.
7. Басин А. М., Анфимов В. Н. Гидродинамика судна. Л., «Речной транспорт», 1961.
8. Вицинский В. В., Страхов А. П. Основы проектирования судов внутреннего плавания, Л., «Судостроение», 1970.
9. Войткунский Я. И. Сопротивление воды движению судов. Л., «Судостроение», 1964.
10. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Л., «Судпромгиз», 1973.
11. Дорогостайский Д. В., Жученко М. М., Мальцев Н. Я. Теория и устройство судна. Л., «Судостроение», 1964.
12. Зайцев Н. А., Маскалик А. И. Отечественные суда на подводных крыльях. Л., «Судостроение», 1967.
13. Кагановский М. С. Теория и устройство судов. Расчеты и задачи. М., «Транспорт», 1968.
14. Кацман Ф. М., Музыкантов Г. М., Шмелев А. В. Эксплуатационные испытания морских судов. М., «Транспорт», 1970.
15. Конструкция и устройство судов внутреннего плавания. Ч. II. Металлические суда. М., «Речной транспорт», 1962. Авт.: Н. К. Дормидонтов, Л. Г. Лысенко, А. И. Павлов, Г. Б. Терентьев, Н. Л. Шмуилов.
16. Лаврентьев В. М. Судовые движители. М.—Л., «Морской транспорт», 1949.
17. Лесюков В. А. Теория и устройство судов внутреннего плавания. М., «Транспорт» 1967.
18. Магула В. Э., Друзь Б. И., Кулагин В. Д. Теория и устройство судов. М., «Транспорт», 1963.
19. Речной Регистр РСФСР. Правила постройки стальных судов внутреннего плавания. Ч. II. Корпус. М., «Транспорт», 1966.
20. Русецкий А. А. Гидродинамика винтов регулируемого шага. Л., «Судостроение», 1968.
21. Русецкий А. А., Жученко М. М., Дубровин О. В. Судовые движители. Л., «Судостроение», 1971.
22. Сборник задач по теории, устройству судов и движителям. Л., «Судостроение», 1968. Авт.: В. Э. Магула, Б. И. Друзь, В. Д. Кулагин, А. И. Азовцев, Н. Ф. Емельянов, В. В. Мороз, Ф. П. Шавкин.
23. Свешников О. И. Конструкция и устройство судов внутреннего плавания. Ч. IV. Пластмассовые суда. М., «Транспорт», 1964.
24. Семенов-Тянь-Шанский В. В. Статика и динамика корабля. Л., Судостроение, 1973.
25. Сиверцев И. И. Конструкция и устройство судов внутреннего плавания. Ч. III. Железобетонные суда. М., «Транспорт», 1963.
26. Шмаков М. Г. Судовые устройства. М., «Транспорт», 1971.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>Раздел первый. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СУДАХ</b>	
<i>Глава I. Характеристики судов внутреннего плавания . . . . .</i>	6
§ 1. Общее устройство судов . . . . .	—
§ 2. Главные размерения судна . . . . .	9
§ 3. Классификация судов . . . . .	10
§ 4. Основные типы судов внутреннего плавания . . . . .	13
<i>Глава II. Геометрия корпуса судна . . . . .</i>	20
§ 5. Теоретический чертеж судна . . . . .	—
§ 6. Характеристики формы судового корпуса . . . . .	23
§ 7. Использование теоретического чертежа для определения геометрических характеристик судна . . . . .	31
<b>Раздел второй. ГИДРОМЕХАНИКА СУДНА</b>	
<b>А. ПЛАВУЧЕСТЬ И ОСТОЙЧИВОСТЬ</b>	
<i>Глава III. Плаву́честь и начальная остойчивость судна . . . . .</i>	37
§ 8. Равновесие плавающего судна . . . . .	—
§ 9. Характеристики плаву́честьи . . . . .	40
§ 10. Изменение средней осадки судна . . . . .	44
§ 11. Начальная остойчивость . . . . .	46
§ 12. Изменение посадки и начальной остойчивости при перемещении грузов на судне . . . . .	51
§ 13. Изменение посадки и начальной остойчивости при приеме или снятии грузов . . . . .	54
§ 14. Влияние подвижных грузов на остойчивость . . . . .	57
§ 15. Применение формул начальной остойчивости при решении практических задач . . . . .	60
§ 16. Определение посадки и остойчивости судна при затоплении отсека . . . . .	63
<i>Глава IV. Остойчивость судна на больших углах крена . . . . .</i>	66
§ 17. Особенности больших наклонений судна . . . . .	—
§ 18. Диаграмма статической остойчивости и ее использование . . . . .	68
§ 19. Динамическая остойчивость . . . . .	70
§ 20. Нормирование остойчивости . . . . .	74
<b>Б. ХОДКОСТЬ (СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ И СОСТАВОВ)</b>	
<i>Глава V. Основные закономерности сопротивления движению судов . . . . .</i>	75
§ 21. Силы, возникающие при установившемся прямолинейном движении судна . . . . .	—
§ 22. Основы теории подобия потоков жидкости около корпуса водоизмещающих судов . . . . .	81
§ 23. Практическое применение теории подобия потоков жидкости . . . . .	86
<i>Глава VI. Составляющие сопротивления движению водоизмещающих судов . . . . .</i>	91
§ 24. Сопротивление трения . . . . .	—



§ 25. Сопротивление формы. Дополнительные составляющие вязкостного сопротивления . . . . .	96
§ 26. Волновое и остаточное сопротивление . . . . .	100
<b>Глава VII. Особенности сопротивления движению судов и составов на внутренних водных путях . . . . .</b>	<b>105</b>
§ 27. Влияние условий плавания судна на сопротивление его движению . . . . .	—
§ 28. Сопротивление воды движению составов судов . . . . .	112
§ 29. Мероприятия по снижению сопротивления движению судов и составов . . . . .	113
<b>Глава VIII. Практические способы определения сопротивления движению водоизмещающих судов . . . . .</b>	<b>115</b>
§ 30. Экспериментальные способы определения сопротивления . . . . .	—
§ 31. Приближенные способы расчета сопротивления . . . . .	121
<b>Глава IX. Сопротивление движению судов с динамическими принципами поддержания . . . . .</b>	<b>126</b>
§ 32. Особенности сопротивления движению глассирующих судов . . . . .	—
§ 33. Сопротивление движению судов с отрывом корпуса от поверхности воды . . . . .	130
<b>В. ХОДКОСТЬ (СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ)</b>	
<b>Глава X. Общие свойства и характеристики гидравлических движителей . . . . .</b>	<b>135</b>
§ 34. Судовые движители и их классификация . . . . .	—
§ 35. Основы теории идеального гидравлического движителя . . . . .	141
§ 36. Практическое применение теории идеального движителя . . . . .	146
<b>Глава XI. Геометрические и гидромеханические характеристики гребных винтов . . . . .</b>	<b>148</b>
§ 37. Геометрия и размещение гребных винтов . . . . .	—
§ 38. Особенности потока жидкости, создаваемого гребным винтом . . . . .	153
§ 39. Основы теории элемента лопасти винта . . . . .	157
§ 40. Безразмерные гидромеханические характеристики гребных винтов . . . . .	161
§ 41. Кавитация гребных винтов . . . . .	165
§ 42. Моделирование работы гребных винтов в свободной воде . . . . .	169
§ 43. Диаграммы для расчета гребных винтов . . . . .	173
<b>Глава XII. Взаимодействие гребного винта с корпусом судна и энергетической установкой . . . . .</b>	<b>178</b>
§ 44. Особенности работы гребного винта около корпуса судна . . . . .	—
§ 45. Пропульсивный коэффициент и меры его повышения . . . . .	183
§ 46. Согласование гребных винтов и главных двигателей судна . . . . .	185
§ 47. Оценка пропульсивных показателей судна по результатам натурных испытаний . . . . .	190
§ 48. Принцип расчета скоростей движения судов и составов по диспетчерским справочникам . . . . .	193
§ 49. Реверс винтового судна. Винты регулируемого шага . . . . .	194
<b>Глава XIII. Гребные винты в направляющих насадках . . . . .</b>	<b>197</b>
§ 50. Общие сведения о комплексе винт—насадка . . . . .	—
§ 51. Основы теории взаимодействия движителя с насадкой . . . . .	201
§ 52. Безразмерные гидромеханические характеристики комплекса винт—насадка . . . . .	204
§ 53. Особенности расчета гребных винтов в направляющих насадках . . . . .	207
<b>Глава XIV. Движители мелководных и быстроходных судов . . . . .</b>	<b>210</b>
§ 54. Гребные винты в тоннелях . . . . .	—

§ 55. Осевые водометы судов с умеренными скоростями движения . . .	211
§ 56. Двигатели судов с динамическими принципами поддержания . . .	215
<b>Глава XV. Проектирование движительного комплекса винтового судна . . .</b>	<b>222</b>
§ 57. Типы расчета движительного комплекса . . . . .	—
§ 58. Расчет элементов движительного комплекса при выборе главной судовой энергетической установки . . . . .	224
§ 59. Расчет движительного комплекса на полное использование мощности главных двигателей . . . . .	227
§ 60. Расчет ходовых и тяговых характеристик судна . . . . .	232
§ 61. Конструирование гребных винтов . . . . .	240
<b>Г. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И КАЧКА</b>	
<b>Глава XVI. Управляемость судов . . . . .</b>	<b>252</b>
§ 62. Общие понятия об управляемости судов . . . . .	—
§ 63. Характеристики устойчивости движения и поворотливости судна . . . . .	258
§ 64. Меры улучшения управляемости судов и составов . . . . .	266
<b>Глава XVII. Качка судов . . . . .</b>	<b>269</b>
§ 65. Общие сведения о качке судов . . . . .	—
§ 66. Особенности качки судна на волнении . . . . .	274
§ 67. Способы умерения качки судов . . . . .	281
<b>Раздел третий. АРХИТЕКТУРА И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДНА</b>	
<b>Глава XVIII. Прочность корпуса судна . . . . .</b>	<b>284</b>
§ 68. Внешние нагрузки. Общая и местная прочность . . . . .	—
§ 69. Проверка прочности конструкций корпуса . . . . .	290
<b>Глава XIX. Конструкция корпуса судна . . . . .</b>	<b>292</b>
§ 70. Элементы судовых конструкций и системы набора . . . . .	—
§ 71. Типы конструкций корпуса судна . . . . .	297
§ 72. Некоторые особенности конструкций корпусов . . . . .	305
§ 73. Конструкция корпусов из легких сплавов и неметаллических материалов . . . . .	312
<b>Глава XX. Судовые устройства . . . . .</b>	<b>321</b>
§ 74. Рулевое устройство . . . . .	—
§ 75. Якорное устройство . . . . .	327
§ 76. Швартовное, буксирное и сцепное устройства . . . . .	330
§ 77. Шлюпочные устройства и спасательные средства . . . . .	331
§ 78. Люковое устройство . . . . .	333
§ 79. Грузовое устройство . . . . .	334
<b>Глава XXI. Судовые системы . . . . .</b>	<b>—</b>
§ 80. Основные элементы судовых систем . . . . .	—
§ 81. Трюмные системы . . . . .	336
§ 82. Противопожарные системы . . . . .	338
§ 83. Санитарные системы . . . . .	340
§ 84. Система отопления . . . . .	341
§ 85. Системы вентиляции и кондиционирования . . . . .	342
§ 86. Специальные судовые системы . . . . .	343
<b>Глава XXII. Понятие о проектировании судов . . . . .</b>	<b>344</b>
§ 87. Разработка проекта судна . . . . .	—
§ 88. Определение элементов судна на начальных стадиях проектирования . . . . .	345
§ 89. Перспективы развития судов внутреннего плавания . . . . .	347
Приложения . . . . .	349
Указатель литературы . . . . .	365