

В. М. БЕКСАЕВ



НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТАНКЕРОВ



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«СУДОСТРОЕНИЕ»



ЛЕНИНГРАД
1987

В книге рассматриваются основные вопросы, возникающие при составлении проектного задания и графической проработке проекта пиллеров длиной 10 000 м и выше.

Излагается методика вариативного метода выбора главных размеров и построения соответствующего графика элементов и вариантов составленных вариантов. Предлагаются номограммы, таблицы и ускоренные труд, проверочные, даны примеры расчетов.

Книга предназначена для работников конструкторских бюро и проектных организаций судостроительной промышленности, а также может быть использована студентами кораблестроительных вузов и факультетов.

Разработка задания и предельное проектирование — важнейшие этапы создания проекта судна. Решения, принимаемые на этих этапах, в основном определяют экономичность будущего судна. При этом в результате многочисленных исследований большого числа вариантов должны быть найдены зависимости, связывающие экономику эксплуатации судна с его элементами и архитектурно-конструктивным типом: главными размерениями, маркой корпусной стали, скоростью хода, типом силовой установки и т. д.

Однако ввиду большой трудоемкости обычных методов расчетов заказчик и проектировщик судна зачастую принимают решения, основываясь лишь на своем опыте и технической интуиции, что не всегда обеспечивает экономическую оптимальность проектов.

Проектированию транспортного судна предшествует составление заказчиком проектного задания на основании данных (в том числе и перспективных) о предусмотренных для нового судна грузопотоках, об эксплуатационных особенностях обслуживаемых им линий, т. е. глубинах причалов, казном и проливом, о продолжительности береговых грузовых средств, партичности грузов в портах загрузки и разгрузки, протяженности линий, скоростях хода судна, работающих на этих линиях, и т. д.

В проектом задании должны быть указаны: предельная осадка, дедвейт судна, мощность и тип главного двигателя или скорость хода в грузу. Окончательная величина скорости уточняется на последующих этапах проектирования. На этой стадии широко пользуются проектными и литературными данными об аналогичных судах отечественной и иностранной постройки, статистическими таблицами, формулами, графиками и номограммами. В дальнейшем расчеты для обоснования проектного задания будем для краткости называть первым этапом проектирования.

Предельное проектирование — это исследование, которое автор настоящей книги рекомендует выполнять методом вариаций. Задаваясь постоянными значениями одних величин (например, дедвейтом или возмещением танкера, осадкой и т. д.) и изменяя в рациональных пределах другие, составляют технико-эксплуатационные и экономические показатели различных вариантов судов и устанавливают количественные зависимости показателей работы судна от варьируемых элементов. Таким путем удастся установить оптимальные значения дедвейта, скорости, а также наилучшее сочетание главных размерений и коэффициентов формы судна с характеристиками силовой установки,

т. е. уже в начале проектирования технически и экономически обосновать элементы и архитектурно-конструктивный тип проектируемого судна.

В книге даются измерители, нормативы, приближенные формулы и номограммы (например, для расчетов ходкости, надводного борта, веса корпуса и др.), обладающие достаточной точностью и позволяющие во много раз ускорить обычные трудозатные расчеты. Рекомендуются автором формулы, графики и номограммы, разработанные применительно к танкерам, построенным как у нас, так и за рубежом к середине шестидесятых годов, экстраполированы с учетом возможных перспектив развития судостроения в ближайшие годы. Номографирование инженерных расчетов, экономия время проектировщиков, позволяет расширить фронт исследования, полнее обосновать рекомендуемое решение.

Целью работ, выполняемых на этом, втором, этапе проектирования, являются корректировка первоначального проектного задания, обоснование выбора рекомендуемого варианта судна.

Эскизное или техническое проектирование по принятому варианту выполняется в объеме и по методике обычного проектирования. Неспецифические для танкеров работы этого этапа почти не рассматриваются в книге, цель которой — оказать помощь проектировщику танкеров главным образом на двух первых (начальных) этапах, предшествующих техническому проектированию.

Сущность предлагаемых рекомендаций заключается в том, чтобы, принимая кардинальные решения по новому проекту, конструктор руководствовался не одной интуицией, хотя трудно оспаривать ее роль в творческом процессе проектирования, и не механическим переходом к новому проекту ранее сложившихся решений, а расчетами, основанными на технически прогрессивных и экономически эффективных критериях.

Автор считает своим долгом выразить благодарность В. С. Дорину, Ю. В. Рыкачову и Е. Г. Фриду за ценные замечания, сделанные ими при просмотре рукописи.

Отзывы и замечания к книге просим направлять по адресу: издательство «Судостроение», Ленинград, Д-66, ул. Гоголя, 8.

Основные условные обозначения

- A — площадь поперечного сечения, м^2 .
 α — коэффициент полноты затерпавшей.
 B — размер поперечного сечения, % от площади штифта.
 β — коэффициент полноты штифта.
 δ — коэффициент общей полноты.
 Δ — водонепроницаемость обшивки, м^2 .
 C_d — гидродинамический коэффициент.
 C_{da} — квадрантный гидродинамический коэффициент.
 D — водонепроницаемость ватерла и поперечного сечения, г.
 $D_{\text{вир}}$ — водонепроницаемость поперечного сечения, г.
 DW — диаметр, г.
 ϵ — коэффициент удлинения кубического модуля.
 F_f — число Фруда, относительная скорость.
 h — высота надводного борта табличная, м.
 g_T — удельный расход топлива главным двигателем, кг/м.д.с.ч. .
 $L \times B \times N \times T$ — главные размеры: длина между перпендикулярами $\times$ ширина по КВЛ $\times$ высота борта $\times$ высота штепселя, м.
 L_T — длина табличной части, м.
 l, b, d — относительные длина, ширина, высота, $\text{м} \cdot \text{г}^{-1/3}$.
 M — момент, дифференцируемый на 1 см, $\text{г} \cdot \text{м} \cdot \text{см}^{-1}$.
 $M_{\text{вир}}, M_{\text{вир.д.}}, M_{\text{вир.д.}}$ — момент сопротивления ватерла, расчетный, дифференцируемый, г $\cdot$ м.
 N_d — действительная мощность на фланге главного двигателя, л.д.с. .
 R — радиус кривизны, хорды или в продольном метacentрическом радиусе, м.
 S — угол гребного вала, г.
 σ_1 — предел текучести материала основного корпуса, кг/см^2 .
 $\sigma_{\text{вир.д.}}, \sigma_{\text{вир.д.}}$ — скорость вала соответственно в балласте и в грузу при шквенте, об/мин .
 σ_2 — скорость вала с грузом эксплуатационная, об/мин .
 $V_{\text{вир.д.}}$ — вместимость борта балластных танков, м^3 .
 $V_{\text{вир.д.}}$ — вместимость борта грузовых танков, м^3 .
 W — момент сопротивления штифтового сечения, $\text{м} \cdot \text{см}^2$, в зависимости от материала и геометрии, об/мин .
 γ — коэффициент продольной остроты (архимедовский).
 γ, γ' — дифференциалы логарифма (м) и угловой.
 x_0 — абсцисса центра тяжести (ЦТ) относительно штепселя, м.
 x_g — абсцисса центра тяжести (ЦТ) судна относительно штепселя, м.
 x_f — абсцисса и, т. площадь действующей ватерла, м.
 $x_{\text{вир.д.}}$ — к. п. д. гребного вала, об/мин .

$\gamma_{\text{дв}}$ — коэффициент увеличения сопротивления во время движения.

$\gamma_{\text{д}}$ — коэффициент утилизации дна.

$\gamma_{\text{прод}}$ — продольный коэффициент.

$L_{\text{д}}$ — ордината ЦР относительно килей, м.

$L_{\text{дк}}$ — ордината Ц. В. судна относительно килей, м.

Некоторые принятые сокращения

Кр, Мш, Сг и т. д. — классы, отличающиеся различиями воевой натурой соответствующих

Корпус, Машинная установка, Системы и т. д.

ГНО — грузное надстрое отделение.

КВЛ — конструктивная выгородка.

МО — машинное отделение.

НВ — Норвежский Паритет (в видеос).

ННО — носовое (бузовое) надстрое отделение.

МЛ — административно-матинский стиль.

МЛ — материя (в видеос).

ЛТ — диван (в видеос).

ФЛ — форма (в видеос).

ДП — диаметральной плоскости.

Выводы

Танкер — самоходное судно, предназначенное для перевозки жидких грузов наливом в корпус.

Существуют наливные суда для перевозки нефтепродуктов, жидких минералов, спирта, молока, сжиженных газов, асфальта, бумажной массы, яшек, пресной воды и т. п. Конструктивные различия между этими судами весьма значительны. Здесь будут рассматриваться только наливные танкеры для перевозки нефти и нефтепродуктов, т. е. нефтовозы, составляющие значительную часть мирового транспортного флота.

Еще в древнем Египте, в Финикии и Древнем Китае использовались суда для перевозки по морям и рекам различных жидких грузов — пресной воды, масла, вина, морской рыбы в воде. Нефть перевозили на судах обычно в бочках, и до сих пор англичане и американцы измеряют количество перевозимой нефти баррелями, т. е. бочками.

В 1861 г. на сухогрузном бриге *Elizabeth Watts* впервые через Атлантический океан из Филадельфии в Лондон было перевезено 224 т нефти в бочках, размещенных в трюме [81]. Таким образом было доказано, что, соблюдая необходимую предосторожность, нефть можно транспортировать через океан.

Сохранились сведения о перевозке нефти более совершенным способом — наливом в корпус судна. Такой способ был применен в России уже в начале XVIII в. Так, впервые изданная в 1726 г. инструкция о перевозке наливом нефти вверх по Волге. Таким перевозом позволяла увеличить грузоподъемность судна на величину веса тары (бочек), причем одновременно возрастала грузопместимость.

До шестидесятых годов XIX в. для перевозки жидких нефтепродуктов по Каспийскому морю использовались обычные переоборудованные для этой цели деревянные парусные суда.

В 1863 г. великий русский ученый Дмитрий Иванович Менделеев предложил строить специальные нефтеналивные суда. Однако его идея была протвержена и жюри [82] только в 1873 г., через десять лет, когда братья Артемьевы построили на Каспийском море первый в мире деревянный танкер *Александр*. Опыт эксплуатации этого танкера был настолько успешным, что менее чем через 20 лет половина всех нефтяных грузов на Каспийском море перевозилась наливом.

Еще через пять лет — в 1878 г. — был создан морской наливной паровод — русский танкер *Зороастр* грузоподъемностью 230 т; первоначально шестерни на *Зороастре* были клепальными, но затем, учитывая опыт братьев Артемьевых, шестерни удалили, судно стало наливным.

В 1882 г. на Каспийском море начал работать первый в мире русский стальной танкер *Спаситель*, специально предназначенный для перевозки наливом в корпус 670 т нефтепродуктов. На этом судне машинное отделение впервые размещалось в корме и отделялось от грузовых танков коффердамом, т. е. узким пустым отсеком. Такой же коффердам отделил в носу танки от шепного мишки и форпека. Танковая часть судна была разделена одной продольной и тремя поперечными переборками, простиравшимися на всей высоте судна, на отдельные грузовые танки. Внутреннее дно было сохранено только в районе машинно-котельного отделения, где использовалось для размещения запасов топлива. Сооруженная в кормовой части судна над машинно-котельным отделением ютовая надстройка увеличивала запас плавучести. Такое решение было принято для уменьшения пожарной опасности, обеспечения живучести судна, его остойчивости, прочности, сохранности груза, лучшего использования подпалубного объема, упрощения коридора гребного вала, проходящего через грузовое пространство.

Из этого описания видно, что созданный около 85 лет назад танкер *Свистуля* является прообразом современных танкеров, причем все перечисленные особенности его конструкции сохранились и ныне, хотя грузоподъемность современных танкеров возросла за это время в 250—300 раз.

На рис. 1 показан один из первых в мире русский нефтеез *Армения*.

Через 4 года после *Свистуля* в Англии был построен стальной нефтеналивной танкер *Глоубаунд* (рис. 2 и 3) водоизмещением 2307 т, ошибочно считающийся на западе родоначальником танкеров [19]; по архитектурно-конструктивному типу он повторяет корабль русский танкер.

До 1903 г. все танкеры имели в качестве механической силовой установки паровые машины; в 1903 г. на Сормовском заводе был построен первый в мире танкер дизель-электрод *Валдай* грузоподъемностью 820 т с тремя реверсивными дизелями, работавшими на общий гребной вал через электропередачу конструкции русского инженера Дель-Провосто, а год спустя — танкер *Сармат* с дизель-электрической установкой, выполненной по несколько упрощенной схеме.

В 1908 г. на Коломенском заводе был построен очень крупный для того времени танкер *Дело* грузоподъемностью 5000 т, на котором впервые была применена продольная система набора корпуса¹. Двухвальная дизельная установка этого танкера мощностью 2×500 л. с. развивала скорость хода в полном грузу 9,5 узла. Между главными дизелями и гребными валами были установлены реверсивные муфты системы инженера Керейно. Этот танкер работал до последнего времени (новое название ветерана — *Валерий Усолов*).

В 1916 г. молодой русский кораблестроитель, впоследствии академик, Юлиан Александрович Шиманский выдвинул идею смешанной продольно-поперечной системы набора судов торгового флота, по которой в настоящее время строятся все танкеры. Днище и палуба на протяжении грузового пространства набираются по продольной системе, а бортовые перекрытия, которые принимают меньшее участие в обеспечении продольной прочности и воспринимуют главным образом местные усилия, — по поперечной системе. Оси жесткости, включая машинные отделения, набираются почти всегда по поперечной системе.

Бурное развитие нефтяной промышленности в XX в. обусловило стремительный рост мирового танкостроения, особенно усилившийся после второй мировой войны. В СССР уже в середине двадцатых годов был построен крупнейший в то время танкер *Нефтьсбыдкат СССР* полнотной грузоподъемностью 10000 т и спроектирован бензинеез грузоподъемностью 15000 т.

Ценный опыт работы корпусов танкеров из стали повышенной сопротивляемости был получен в 1926 г., когда для корпусов первых танкеров советской постройки *Алмафть* и *Грознефть* были использованы недостроенные рейфсеры типа *Адмирал Вукоков*. Даже в тяжелых условиях эксплуатации танкеров такая сталь показала высокие антикоррозионные качества [21]. Это позволило сделать вывод, что для уменьшения веса металлического корпуса можно применять стали повышенной механических свойств, обеспечивая его прочность, жесткость и долговечность. Опыт эксплуатации танкеров *Алмафть* и *Грознефть* был проверен на серии построенных после второй мировой войны танкеров типа *Касбас* водоизмещением 11450 т, для корпусов которых была использована сталь СХЛ-1 с пределом текучести 35 кг/мм².

¹ В двадцатых годах продольная система набора танкером была запатентована в Англии под названием системы Идзервуда.

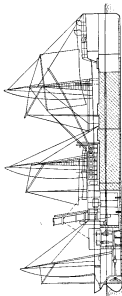


Fig. 1.
Tamer, Argentin
(topograph
80 x 17. NIK n.).

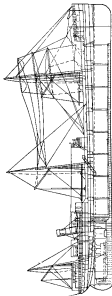


Fig. 2. Tamer, Argentin
(topograph
100 x 17. NIK n.).

Уже в середине пятидесятых годов советские судостроители пришли к мысли, что увеличение размеров транспортных судов должно сопровождаться повышением качества (предела текучести) стали основного корпуса.

Спроектированная для плавления в Каспийском море серия мелко-сидящих танкеров типа *Олег Комов* с ледовитом 4240 т с корпусом из стали СХЛ-1 была начата постройкой в 1954 г.; с 1958 по 1963 г. строилась серия танкеров типа *Прага* и *Варшава* с ледовитом 30 000 т с корпусами из стали СХЛ-4, обладающей пределом текучести 40 ккал/м². Танкеры серии *Софья* с ледовитом 30 000 т с корпусами из той же стали строятся начиная с 1963 г. С увеличением размеров танкеров становится всецело необходимой, применения сталей с еще более высокими механическими свойствами, причем с увеличением по возможности содержания дефицитных или дорогостоящих легирующих добавок.



Рис. 3. Схема изгиба танкера (Олегов). Палуба развальцованная, палубы нижней вершины палубы и верхняя часть дна в пределах танкерной части.

Постройкой в Японии в 1963 г. танкеры *Томероши Маги* и теоретическими исследованиями советских конструкторов [13] была доказана целесообразность создания танкеров с избыточным надводным бортом. В настоящее время этот тип танкеров нашел широкое распространение в ряде стран¹.

Другим путем уменьшения веса металлических корпусов является применение легкого сплава.

Изучение опыта современного отечественного и иностранного танкостроения, анализ тенденций его развития с учетом особенностей социалистической экономики позволяют автору дать ряд рекомендаций по проектированию танкеров-нефтевозов, в особенности в начальной стадии.

По мнению автора, начальная стадия проектирования является важнейшей, поскольку именно на этой стадии возможно осуществление самого широкого и непредвзятого исследования, необходимого для установления оптимального варианта судна. Автор полагает также, что это исследование, включающее решение разнообразных технических и экономических задач, должно быть выполнено по возможности одним проектировщиком.

Любая ошибка, допущенная в предельном приеме, не сможет быть исправлена в технических и рабочем проектах без изменения первоначальных решений. В противном случае судно окажется неоптимальным в эксплуатации.

Приведенные в книге расчетные формулы, графики и номограммы получены в основном путем обработки большого статистического материала.

Использование при проектировании любого судна одних только статистических материалов о построенных судах позволит создать проект танкера, лишь количественно отличающийся от существующих судов. Чтобы создать качественно новое судно, проектировщик должен рассчитать его, сравнивая с особенностями создаваемого судна. Рекомендуемый в книге метод вариаций и составления сопоставленного графика и в этом случае может быть применен для обоснования выбора оптимального варианта, а статистические формулы и номограммы — для получения эталона для сопоставления.

¹ В. М. Векслер, Тенденции развития мирового танкостроения, «Судостроение», 1963, № 1, стр. 73—74.

Основные эксплуатационные характеристики и архитектурно-конструктивный тип танкера

§ 1. Основные этапы проектирования

Проектное задание обычно разрабатывается заказчиком (Морфлотом). Однако нередки случаи, когда уже и в этой стадии привлекаются будущие проектировщики судна. Разумеется, проектировщики не в состоянии учесть перспективы развития внешней и внутренней торговли, грузопотоков на различных линиях, перспектив развития портов и водных путей, лимитирующих размеры будущих судов, производительность их грузовой установки, паритетность грузов и т. д. Опираясь эти же исходными данными, собираемыми и анализируемыми заказчиком, проверяя их совместимость, составитель проектного задания устанавливает ограничения в отношении осадки судна (иногда ширины и длины), его водоизмещения и скорости хода в грузу. Так возникает первоначальное проектное задание, в котором заказчик фиксирует дедейт судна и устанавливает ограничения для главных размерений.

Если к разработке проектного задания привлекаются проектировщики, то на этом этапе на основании изучения отечественного и мирового опыта определяется архитектурно-конструктивный тип судна, принимаются решения относительно материала основного корпуса, числа и типа надстроек, типа и мощности валовой установки. Главные размерения судна и его ходовость в этой стадии проектирования не фиксируются.

Методика расчетов, выполняемых при составлении проектного задания, отличается от принятой при проектных расчетах. Она основана на использовании укрупненных замерителей (исправленных по близким прототипам), приближенных формул, графиков и номограмм, таблиц построенных судов и других статистических данных.

Следует отметить, что иногда вместо проектного задания, связанного с последующей разработкой предельного проекта (второй этап проектирования), проектировщик получает сразу задание на проектирование (эскизное или техническое). Это возможно, например, при наличии прототипа в эксплуатации. Этот случай, исключая стадию исследовательского проектирования, здесь не рассматривается.

Расчеты, завершающиеся составлением проектного задания, в дальнейшем будем называть первым этапом проектирования, а расчеты, завершающиеся заданием на эскизный (или технический) проект, — вторым этапом проектирования.

В процессе предельного проектирования основанием для выполняемых вариативным методом расчетов важнейших судостроительных элементов и экономических показателей эксплуатации судна служат

вытяжения, водоизмещения, предельной осадки, эксплуатационной мощности силовой установки и условной дальности плавания. В результате этих расчетов определяются оптимальные с судостроительной и эксплуатационно-экономической точек зрения главные размерения судна, а также наилучшие коэффициенты формы его подводной части. Этот этап проектирования завершается выбором всех элементов рекомендуемого варианта судна, составлением предварительных эскизов его общего расположения и предварительными расчетами дифферентов судна.

В стадии эскизного или технического проектирования для выбранного варианта главных размерений разрабатывают теоретический чертеж, чертежи общего расположения судна и оборудования силовой установки, рассчитывают и вычерчивают модель, шкуру енкости, определяют минимальный подводный борт, осадку судна и его водоизмещение. По данным модельных испытаний корректируют расчеты ходкости, составляют на основании чертежей общего расположения и спецификации весовую нагрузку по всем частям судна; рассчитывают начальную остойчивость и дифферентовку в различных условиях эксплуатации; для проверки общей прочности судно ставится на волну; окончательно согласовывают все элементы проекта, определяют расчетные значения полезной грузоподъемности, дедвейта, скорости хода и выполняют другие технико-эксплуатационные и экономические расчеты, характеризующие работу танкера (или серии танкеров).

На каждом этапе проектирования применяется наиболее подходящая для него методика расчетов. Основой для разработки проектного задания на первом этапе проектирования служат особенности эксплуатации нового судна, статистические данные по построенным отечественным и иностранным танкерам, данные о прототипах, анализ различий между этими прототипами и вновь создаваемым судном с целью выбора водоизмещения проектируемого танкера, его осадки и мощности силовой установки.

При предэскизном проектировании на втором этапе расчетов, выполняемых одновременно для нескольких вариантов, широко применяются приемы, упрощающие и ускоряющие эти расчеты, различные приближенные формулы, графики и номограммы, позволяющие с достаточной надежностью установить влияние тех или иных изменений главных размерений судна и коэффициентов формы на технические и экономические показатели. На этом этапе не может быть гарантирована высокая точность численных результатов расчетов скорости хода, грузоподъемности, грузоемкости, строительной стоимости, рентабельности и т. п. Однако степень точности этих расчетов должна быть достаточной для обоснованного выбора главных размерений, коэффициента общей полноты и других основных элементов танкера, при которых достигается наиболее приемлемое сочетание технико-эксплуатационных и экономических показателей его работы.

При создании эскизного или технического проекта танкера все расчетные и графические работы выполняются со всей доступной степенью точности. Полученные результаты используются не только непосредственно для разработки проекта, но и для корректировки приближенных формул, номограмм, графиков и номограмм, применяемых на первых двух этапах проектирования.

Все материалы проекта взаимно увязываются и отражаются в спецификации и других его документах. Каждая работа эскизного или технического проекта выполняется наиболее совершенными на современном этапе танкостроения методами, доступными судостроителям различных специализаций, совместно работающим над проектом.

§ 2. Архитектурно-конструктивный тип современных танкеров

Основные архитектурно-конструктивные элементы современного танкера-нефтевоза в значительной мере постоянны и повторяются в тысячах танкеров, построенных в Европе, Америке и Азии.

Все современные танкеры — однопалубные суда с баком, ютом и, в последнее время, обычно без средней надстройки или рубки. Силовая установка всегда располагается в корме, жилые помещения — в корме и частично на средней рубке, если она имеется. Двойное дно устанавливается только в пределах машинного отделения.

Груз заливается в танки береговыми средствами, а откачивается судовыми грузовыми и заливочными насосами. Грузовые танки занимают всю среднюю часть судна, разделенную продольными и поперечными переборками на отсеки. Запас топлива обычно распределяется между кормовыми цистернами (в районе ДП, в бортовых бункерах, междулонных цистернах) и носовыми люнкетками (иногда от устройства последних отказываются). Танковая часть отделена от машинного отделения и носового сухого трюма коффердамами. Машинное отделение по всей длине перекрывается многоярусной кормовой надстройкой или рубкой, где расположены жилые помещения команды и части (или всего) персонала, а также общественные и служебные помещения — столовые, салоны, канцелярия, инфилок, прачечные, продовольственные и санитарные кладовые. От слюзы наклонного и надводной части форштевня начинается носовой бак, мягко остреченными анцими соединяющийся с бортовой линией танкера. Носовые отсеки корпуса используются для размещения форпика, ценных вещей, люнкеток, носового насосного отделения, коффердама, а иногда — сухотрюзного трюма и носового балластного отсека¹. Палуба и днище в пределах танковой части нефтеналивных судов набраны по продольной системе; борта могут набираться как по продольной, так и поперечной системе, а оконечности, как правило, — по поперечной системе.

Для перехода с кормовой надстройки (с палубы юта) в нос на палубу бака предусматриваются переходные мостики, расположенные вдоль ДП на высоте ~ 3 м от верхней палубы; вдоль мостиков под их настилом монтируются трубопроводы и электрические кабели. Салут современного танкера обычно завершают дымовая труба, сигнальные и грузовые мачты (или полумачты), в конфигурации которых наблюдается некоторое разнообразие.

Довольно большое распространение получили в последнее время танкеры с двумя стоящими рядом дымовыми трубами, которые впервые были установлены на построенных французской верфью Шантие дель Атлантик танкерах *Altair*, *Rigel*, *Polaris* и др. Применение двух дымовых труб обычно мотивируется возможностью беспрятельного обзора в корму из объединенной рулевой и штурманской рубки. Кроме Франции, двухтрубные танкеры строят в Голландии (*Elsje der Maas*

¹ В конце 1963 г. в Японии был запущен танкер *Токидзиро Маги* длиной 13140 т без средней надстройки и бака, без носовых цистернок, носового насосного отделения и коффердама. Его танковая часть простирается до форпика, длина которого составляет 65%. Танкер — с избыточным надводным бортом.

В 1964 г. завод Хелста Экема сдал в эксплуатацию танкер *Токидзиро Маги* длиной 103 000 т, на котором отсутствуют средней острая и бак, носовые запасы топлива, носовое насосное отделение и коффердам.

Танкер *Голю Мар* завода Ямагасаки (1963 г.) длиной 103 700 т также не имеет носового запаса топлива и носовой установки для верной подачи с носа в корму. Бак и средней острая отсутствуют и на другом и также 1963 г. в эксплуатацию вступившем в то время в море танкере *Голю Мар* завода Никомедии.

ледоходом 90 000 т, 1963 г.), Норвегия (*Berge Bergesen* — ледоходом 91 375 т, 1963 г.), Япония и других странах.

Ходовой мостик не всегда размещают на жилых надстройках — средней или кормовой. Так, в конце 1963 г. был сдан в эксплуатацию построенный в Англии дизельный танкер *Worthington* дедвейтом 80 800 т,

одной из особенностей которого является размещение ходового мостика на специальной навигационной основной башне в кормовой части судна. Для уменьшения вибрации крылья мостика подкреплены укосинами (см. рис. 70).

На построенном в 1964 г. итальянском дизельном танкере *Carlo Cameli* дедвейтом 91 600 т кормовой ходовой мостик расположен на двух башнях обтекаемой формы (см. рис. 71).

Таким образом, архитектурный тип танкера *Спаситель*, построенного в 1882 г., остается до настоящего времени единственным, несмотря на попытки найти иные решения. Так, например, в конце традиционных годов инж. К. Ф. Пустошкин разработал проект «ферменного» или «арочного» танкера, в котором разрешались задачи создания мелкоосадящего судна с минимальным весом металлического корпуса. С этой целью вдоль верхней палубы располагались арочные фермы, обращенные выпуклостью вверх; верхний погон ферм, участвуя в обеспечении общей прочности судна, позволял уменьшить вес верхней палубы.

Идея К. Ф. Пустошкина была в дальнейшем использована А. К. Осмоловским, разработавшим конструкцию танкера, названного им «островным» (рис. 4). Средняя часть островного танкера, в отличие от обычного гладкопалубного, приподнята между продольными переборками и образует на протяжении почти всей танковой части двухъярусный продольный «остров», плавно соединенный с обшивкой оконечностями. Жилые, общественные и служебные помещения размещаются в пределах верхнего яруса острова, а нижний ярус служит горизонтальным коффердамом. Благодаря увеличению расстояния между дном и двумя палубами острова в районе средней части судна значительно уменьшается отношение $\frac{L}{H}$, а остров, участвуя в обеспечении продольной прочности судна, увеличивает момент сопротивления эквивалентного бруса, что должно, по идее А. К. Осмоловского, уменьшить вес расходуемого металла.

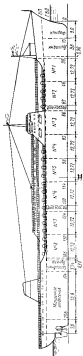


Рис. 4. Танкер островного типа, предложенный А. К. Осмоловским.

Схема мислене тѣлесно состојанство тѣло покажана на рис. 5

Основным преимуществом остроных танкеров А. К. Осмоловский является возможность значительно уменьшить осадку судна без потери жесткости корпуса. Автору известны построенные танкеры этого типа.

С июня 1963 г. получил распространение тип танкера с избыточным напорным бестом.

Остановимся подробнее на эксплуатационных преимуществах такти-

Увеличение высоты борта танкера обуславливает получение такого избытка кубатуры танков, при котором отпадает необходимость использования некоторых танков попеременно то в качестве грузовых, то балластных, в следовательно, создается возможность выделения чисто балластных танков, благодаря чему уменьшается коррозия корпусов в танковой части. При этом в каждой группе танков увеличивается возможность применения эффективной защиты от коррозии (анодной — в балластных, защитных покрытий — в грузовых танках). В результате возрастает долговечность корпусов, сокращаются затраты на ремонт, снижается себестоимость перевозки груза. Уменьшение запаса на коррозию благодаря выделению чисто балластных танков на судне дедвейтом — 80 000 т позволяет уменьшить вес его корпуса примерно на 300 т.

Рис. 3. Схема заделывания шва между бетонными талы.

Благодаря увеличению высоты борта (примерно на 2 м) резко уменьшается зацепимость палубы при небольшом волнении, характерная для танкеров с минимальным подводным бортом. В результате увеличивается опасность работы экипажа на открытой палубе. С повышением борта поднимается и в. т. судна, благодаря чему уменьшается нестационарная высота и сокращается период бортовой качки; это улучшает условия жизни и работы судного экипажа.

Благодаря раздельности грузных и балластных танков, выгрузку балласта можно производить одновременно с приемом груза, что может обусловить сокращение продолжительности стоянки танкеров в портах.

При увеличении расстояния между днищем и палубой танкера и сравнении требуемого для обеспечения прочности корпуса момента сопротивления жидкостного бруса площадь мидельового сечения

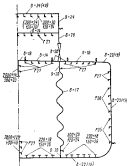


Рис. 5. Схема взаимодействия между
детскими телами.

уменьшается, а его момент инерции возрастает. В результате вес металлического корпуса, т. е. расход металла, и, следовательно, стоимость корпуса практически остаются неизменными, а жесткость корпуса возрастает. Значит, прогиб корпуса становится меньше и уменьшается связанный с ним недобор груза.

При работе танкера на перевозках различных сортов нефтепродуктов отпадает необходимость в дорогостоящей и трудоемкой операции мойки танков.

Перечисленные эксплуатационные преимущества танкеров этого типа положительно сказываются на экономике их эксплуатации. К началу 1965 г. был построен ряд крупнотоннажных танкеров такого типа.

В истории танкостроения известны и другие предложения, касавшиеся архитектурно-конструктивного типа и направления на уменьшение затрат металла или повышение долговечности металлического корпуса танкера. Так, в 1964 г. была опубликована статья Д. В. Баннермана [86], в которой в качестве способа борьбы с коррозией танков и повышения долговечности судна предлагалось устройство двойной обшивки днища и бортов из осев протяженных танков, а также одной двойной диаметральной переборки. Все ребра жесткости и другие элементы набора рекомендовалось располагать внутри двойного корпуса, между листами обшивки и внутри диаметральной переборки. Ширина диаметрального отсека была принята 1,22 м, высота двойного дна 1,52 м. Набор бортов, днища и палубы предполагался продольный. Реализация этих предложений должна была привести к совершенно гладкой внутренней поверхности танков.

Конструкция Баннермана вызывает потерю ~ 23% полезной кубатуры танков, т. е. необходимость соответствующего увеличения главных размеров; однако собственный вес судна, по замыслу автора, практически не отличается от веса танкера того же дедвейта обычной конструкции. Предложением предусматривалось использование внешнего корпуса для приема балласта, а внутреннего — только для груза. Отсутствие выступающих частей, полное разделение объемов для груза и балласта должны были, по мнению Баннермана, увеличить срок службы танкера на несколько лет.

В 1963 г. в периодической литературе [88] появилось сообщение о разработке в Японии конструкции крупнотоннажного танкера, состоящего из двух половин, шарнирно соединенных в районе миделя. У такого танкера каждая половина независимо от другой работала бы на изгиб, что привело бы к уменьшению расчетного изгибающего момента, веса металлического корпуса и его стоимости. Это предложение, по-видимому, также не было реализовано и поэтому в настоящей работе не рассматривается.

Из изложенного, однако, не следует, что конструкция танкеров настолько унифицирована, что она различается лишь размерами, количеством танков, мощностью механизмов и т. д. Конструктору уже на первом этапе проектирования приходится решать ряд вопросов, касающихся архитектурно-конструктивного типа судна. Исходя из назначения судна и анализа отечественного и иностранного опыта строительства и эксплуатации аналогичных танкеров, проектировщик должен в первую очередь выбрать:

- а) водонизмещение или дедвейт танкера;
- б) тип силовой установки и число винтов;
- в) материал основного корпуса;
- г) скорость хода на испытаниях;

- д) количество и расположение грузовых насосных отделений, количество грузовых и балластных танков;
- е) количество и характер надстроек;
- ж) характер палубной линии;
- з) соотношение между шириной судна и расстоянием между продольными переборками.

§ 3. Выбор водоизмещения и определение дедвейта

Увеличение размеров танкера — наиболее действенное средство улучшения его технико-эксплуатационных и экономических показателей. Поэтому при составлении проектного задания на проектирование проработку следует исходить из наибольших, допустимых условиями эксплуатации размеров судов — осадки, ширины или длины, — лимитируемых водными путями и акваториями портов или причалов.

Если, например, танкер в грузу должен проходить через Суэцкий канал, то осадка его не должна к этому моменту превышать 38 фут. ($\sim 11,6$ м)¹, чему соответствует наибольший дедвейт ~ 55 000 т. Предельное проектирование следует в подобных случаях начинать с определения наибольшего водоизмещения, соответствующего ограничениям главных размерений при наименьших соотношениях между ними.

Нередко условия эксплуатации ограничивают не главные размерения судна, а его грузоподъемность, например, когда береговые сооружения определяют предельную партионность груза, т. е. наибольшее его количество, которое может быть принято береговыми емкостями. Предельная партионность может определяться и долгосрочными торговыми обязательствами. Тогда полное водоизмещение танкера может быть установлено в зависимости от заданной дальности плавания, выбранного типа силовой установки и скорости хода.

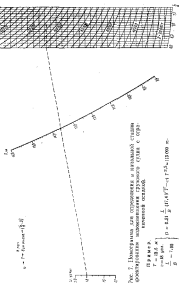
Для определения водоизмещения по полезной грузоподъемности можно воспользоваться номограммой рис. 6 [8]. Эта номограмма позволяет также учесть влияние, которое оказывает на водоизмещение танкера постоянная грузоподъемность предела текучести стали металлического корпуса.

Номограмма относится к танкерам без специальных конструкций и подкреплений, с неограниченной осадкой.

Для использования номограммы нужно сначала задаться типом силовой установки и вычислить параметр $2,56(1+\mu)(1+\sigma)g_0$, где $1+\mu$ — коэффициент, учитывающий расход топлива вспомогательными двигателями (μ) в долях от его расхода главным двигателем; $1+\sigma$ — коэффициент, учитывающий примененный на судно морской запас топлива; g_0 — удельный расход топлива главным двигателем, кг/л. с. час.

Затем следует нанести это значение параметра на левой шкале в нижней части номограммы и провести горизонтальную линию, доводя ее до линии эксплуатационной скорости хода. После этого проводят вертикальную линию (верх), доводя ее до линии заданной дальности плавания. От этой точки горизонтальная прямая (справа) доводится до кривой заданной полезной грузоподъемности; вертикальная прямая (ниже) от найденной точки опускается до линии, относящейся к принятой марке стали. На параллельных прямых указано полное водоизмещение

¹ При проектировании проектирование должно быть учтен план реконструкции Суэцкого канала, предусматривающий увеличение проходной осадки до 44,65 м.



танкера. (Пунктирными линиями на номограмме показаны два примера.)

Следует иметь в виду, что номограмма дает завышенные на 4—5% значения водоизмещения, поскольку в последние годы удалось уменьшить водоизмещение порожних крупнотоннажных танкеров.

Если грузополъемность танкера не ограничивается условиями эксплуатации, то его водоизмещение можно определять по номограмме рис. 7, исходя из допустимой величины осадки T для различных значений скорости хода и отношения $\frac{L}{B}$.

Дедвейт судна может быть найден в первом приближении по графикам рис. 8 или 9. График Бенфорда (рис. 8), отражающий опыт американского танкостроения до 1962 г. и относящийся, по-видимому, к турбинным танкерам из обычной углеродистой стали, предполагает монотонное возрастание коэффициента утилизации водоизмещения по мере увеличения дедвейта; график доведен лишь до $DW = 160\ 000$ т. Другой недостаток этого графика заключается в том, что линии постоянных мощностей от 3000 до 30 000 л. с. нанесены для всего диапазона изменения дедвейтов, что, по-видимому, не имеет технического смысла.

На номограмме рис. 9 шкалы скоростей хода разделены: слева расположена шкала для танкеров с турбинными, справа — с дизельными установками.

Шкалы водоизмещений доведены до $D = 200\ 000 — 250\ 000$ т (танкер *Idemitsu Maru*) и разделены на четыре шкалы соответственно марке стали основного корпуса. Шкала I относится к танкерам из обычной судостроительной стали Ст. 4С, шкалы II, III и IV — к танкерам соответственно из сталей 09Г2, СХЛ-1 и СХЛ-4. При постройке корпусов танкеров из сталей с более высокими механическими характеристиками (с полным их использованием) номограмма должна быть дополнена. О других поправках к снимаемому с номограммы (рис. 9) значению η_{12} см. § 13.

Номограмма рис. 9 позволяет оценить в первом приближении величину η_{12} с учетом полного водоизмещения танкера и скорости его хода при испытании. Она предназначена для танкеров обычного конструктивного типа с неограниченной осадкой.

В последующих стадиях преемствования величина η_{12} должна быть уточнена расчетом весовой нагрузки.

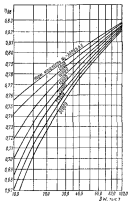


Рис. 8. Коэффициент утилизации водоизмещения по дедвейту по Бенфорду (США) и зависимость от дедвейта и мощности силовой установки.

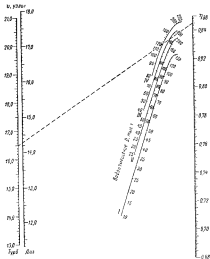


Рис. 9. Номенграмма зависимости коэффициента сопротивления $k_{\text{пл}}$ от скорости течения, типа ситовой установки, порода сланца и скорости течения по известным.

Пример 1. Турбинный насос Селар Нас 125 500 м.
Корпус из стали, вымоченная поверхность.
 $\rho_{\text{пл}} = 40 \text{ г/см}^3$; $\rho_{\text{пл}} = 100 \text{ г/см}^3$; $k_{\text{пл}} = 0.04$; $v = 100 \text{ м/сек}$
Из литературы данные $k_{\text{пл}} = 100 \text{ г/см}^3$.

§ 4. Тип силовой установки и число винтов

Сравнительно недавно — до конца пятидесятых годов — выбор типа главного двигателя для танкера был очень прост: если мощность на один винт была менее 6000—8000 э. л. с., в качестве главного двигателя принимался дизель, если же она превосходила 8000—10 000 э. л. с., принималась паровая турбина с зубчатым редуктором. В промежуточной области «сосуществовали» оба типа двигателей.

В настоящее время мировое дизельостроение успешно оспаривает многоцилиндровые двухтактные дизели простого действия с турбонаддувом и цилиндровой мощностью ~ 2500 э. л. с. Такие дизели в 12-цилиндровом исполнении при диаметре цилиндров ~ 900 мм развивают мощность до 28 000—30 000 э. л. с. при 110—120 об/мин, что близко к современному пределу мощностей, которые могут быть эффективно переработаны одним гребным винтом.

Статистика мирового танкеростроения показывает, что к началу 1964 г. дизельный привод одержал убедительную победу над турбинным.

Японская фирма Мицубиси Хэви Индастриз приняла заказ норвежской судоходной компании Сигнал Бергесен на постройку в 1967 г. дизельного танкера дедвейтом 191 300 т — одного из крупнейших в мире судов с главным дизелем типа Бурмейстер & Вайн мощностью 27 600—32 000 э. л. с.

В феврале 1966 г. был сдан в эксплуатацию построенный заводом Хитати в Сакае (Япония) по заказу той же норвежской компании танкер *Betgebig* дедвейтом 140 000 т¹ с 12-цилиндровым дизелем типа Бурмейстер & Вайн мощностью 27 600 э. л. с.

Завод Хитати сдал в эксплуатацию в сентябре 1965 г. танкер *Iamaji Maru* дедвейтом 121 450 т, оборудованный таким же дизелем; однотипный танкер сдан в 1966 г. Этот завод строит и более крупнотоннажные дизельные танкеры с часто кормовым расположением жилых помещений и рубок (без среднего острова), с двумя дымовыми трубами. Экипаж *Iamaji Maru* составляет 39 чел.

В сентябре 1964 г. перф. Хитати Зосен сдала в эксплуатацию дизельный танкер *Iamajima Maru* дедвейтом 99 655 т с мощностью главного дизеля 27 600 э. л. с.; в начале 1965 г. фирма сдала дизельный танкер *Osaka Maru* дедвейтом 100 800 т.

Завод Куре построил почти такого же размера дизельный танкер *Kirikima Maru*, главный дизель которого типа Зудзифу японской постройки развивает мощность 27 600/20 700 э. л. с.

Французский судостроительский завод Шантье дель Атлантик заказал в конце 1965 г. дизельный танкер дедвейтом 113 350 т; сдана судна намечена в 1968 г.

Эффективно идет постройка крупнотоннажных танкеров с мощными дизельными типа Бурмейстер & Вайн на норвежском заводе Ро-зеберг.

Крупные и мощные дизельные танкеры строятся в Дании и Англии.

Итальянский судостроительский завод Кантара Ривинти дель Адриатико в Монфальконе сдал в эксплуатацию в конце 1964 г. дизельный танкер *Carlo Cappel* дедвейтом 91 680 т и к началу 1965 г. строил бертоу дизельных танкеров по 80 000 т дедвейтом.

Еще к началу 1963 г. тоннаж строившихся в Англии, Франции, Японии турбинных танкеров превзошел суммарный дедвейт дизельных

¹ Велюшка дедвейта, указанный в журнале «Shipping World and Shipbuilders», 24 II 1966 г., стр. 588, вычитает компания; фактически дедвейт 121 500 т, как у танкера *Iamaji Maru* с теми же помещениями и таким же главным двигателем.

танкеров, а на 1 января 1964 г. строящиеся в этих странах дизельные танкеры по числу и суммарному дейдвуду превзошли турбинные (табл. 1). Это отражает результаты большой теоретической и экспериментальной работы, проведенной за последние годы рядом крупных дизельстроительных фирм.

Таким образом, статистика показывает, что с конца 1948 г. мощность силовой установки перестала определять тип главного двигателя, по крайней мере в области больших мощностей, так как при $N_e < 10\,000$ л. с. в настоящее время применяются только дизели.

Внедрение дизелей на крупнотоннажных танкерах — явление не случайное. Программы в весе и стоимости дизельной установки компенсируются экономией на весе и стоимости топлива. Превышение в весе машинной установки и связанных с ней жидких грузов (вода, масло, топливо и механизмы, теплообменных аппаратах, фильтрах, трубах и т. д.) составляет в среднем 32—40 т на каждую 1000 л. с., а экономия в расходе топлива дизельным по сравнению с турбинным установками составляет примерно 1,55—1,9 т/сутки хода на каждую 1000 л. с.¹ Ввиду того что крупнотоннажные танкеры строятся для дальних рейсов, уже при продолжительности рейса более 18—22 суток грузопользование дизельного танкера больше, чем турбинного с теми же элементами. Поскольку продолжительность кругового рейса современных крупнотоннажных танкеров принимается обычно не менее 30—40 суток, перевозоспособность дизельных танкеров больше, чем турбинных, а следовательно, больше и полученный доход. Что касается перерасхода, связанного с более высокими годовыми амортизационными отчислениями, то он компенсируется при надежной работе дизеля годовой экономией на тяжелом дизельном топливе.

Из вышесказанного следует, что применение дизельного привода как на среднетоннажных танкерах с эксплуатационной скоростью хода 14—14,5 узла и дальностью плавания свыше 6300 морских миль, так и на крупнотоннажных танкерах со скоростью хода 16—16,5 узла и дальностью плавания более 12 000 морских миль позволяет увеличить их полезную грузопользовательность по сравнению с турбинными танкерами того же водоизмещения и с той же скоростью хода.

Поэтому при выборе типа силовой установки для средне- и крупнотоннажного танкера следует основываться на сопоставлении эксплуатационных и экономических показателей турбинного и дизельного

¹ Значение суммарной экономии топлива машинным движением установками даны без учета последних публикаций (в 1963—1964 гг.) турбостроительных разных стран (США — в Швецию, Люксембург — в Норвегию, Великобританию — в Канаду, Австралию — в Азию, Индонезию — в Японию, Вьетнам — в Австралию и др.).

Способность об экономии разработок новых конструкций турбодвигательных агрегатов в более совершенных топливных системах с применением излучающего топлива Вюрт 64—65 атм, промывочного перерыва дара (до 510°С), многослойного подогрева смазочной воды при четырех-пяти оборотах вала, регенеративного подогрева воздуха; в некоторых установках применение привода от вала ТЗА низкого давления в некоторых случаях. Благодаря этим нововведениям (некоторые формы которых также над совершенствованием редукторов и соединяющих валов, применяемых в разных сторонах трубок вала) удалось расход топлива на все нужды будет снижен, по подсчетам фирмы, до 0,18—0,195 ккал/л. с.-час. В этом случае суммарная полезная топливная экономия в два-три раза по сравнению с указанной выше. Турбостроительные фирмы исследуют при этом следующие первоначальные затраты и расходы на содержание машинной команды на 8—12%, увеличение длины МЭО на 5—7 м, сокращение числа эксплуатационных механизмов и теплообменных аппаратов. К середине 1965 г. можно считать реальным при максимальной мощности турбинной установки 25 000—30 000 л. с. снижение удельного расхода топлива до 0,215 ккал/л. с.-час. Очередное достижение паротурбостроителей, применяемое, заслуживает внимания для дальнейшего технического прогресса судового двигателестроения. Сопереживание между морским дизелем и паровой турбиной будет продолжаться.

Таблица 1

Число установленных или строящихся турбинных (т) и дизельных (д) танков
в 10 ведущих странах мира
(обеспечивающих около 90% мирового танкостроения)

Страна (по алфавиту)	На 1 января 1963 г.															
	Движители 1 танкера, тыс. л														итого	всего
	10,0— 29,9		30,0— 49,9		50,0— 69,9		70,0— 89,9		90,0— 109,9		110,0 и более					
	т	д	т	д	т	д	т	д	т	д	т	д				
Англия	3	3	7	1	6	5	3	—	2	1	2	—	25	10	35	
Голландия	1	4	4	—	—	3	—	—	1	—	—	—	6	8	12	
Дания	—	1	—	4	4	2	—	—	—	—	—	—	4	7	11	
Италия	—	—	1	9	—	—	—	—	1	—	—	—	1	10	11	
Норвегия	—	1	4	6	—	3	4	3	—	3	—	1	8	19	27	
США	5	—	4	—	1	—	—	—	—	—	—	—	10	—	10	
Франция	—	—	2	—	5	3	1	—	5	—	—	—	13	3	16	
ФРГ	2	—	5	—	10	1	—	—	6	—	—	—	26	1	27	
Швеция	—	5	1	10	5	16	2	—	2	—	—	—	10	31	41	
Япония	—	—	7	13	10	4	3	4	4	—	1	—	31	23	54	
Итого:	19	14	38	45	43	38	19	7	29	5	3	1	134	110	244	

Продолжение

Страна (по алфавиту)	На 1 января 1964 г.															
	Движители 1 танкера, тыс. л														итого	всего
	10,0— 29,9		30,0— 49,9		50,0— 69,9		70,0— 89,9		90,0— 99,9		100,0 и более					
	т	д	т	д	т	д	т	д	т	д	т	д				
Англия	3	11	1	—	2	5	5	5	3	1	2	—	16	22	38	
Голландия	4	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	4	3	7	
Дания	—	—	—	1	5	2	—	—	—	—	—	—	5	3	8	
Италия	—	1	—	9	—	—	—	—	1	—	—	—	—	11	11	
Норвегия	1	1	1	3	—	4	2	2	—	3	—	1	4	14	18	
США	3	—	1	—	—	—	1	—	—	—	—	—	5	—	5	
Франция	—	—	1	—	1	2	1	1	3	3	—	—	6	6	12	
ФРГ	1	—	2	—	8	1	3	1	4	—	—	—	18	2	20	
Швеция	—	6	—	13	1	25	3	6	3	—	—	—	7	54	61	
Япония	—	2	4	12	24	20	9	28	8	—	1	2	43	42	105	
Итого:	12	23	10	40	41	59	24	43	18	8	3	4	111	174	285	

вариантов. При расчетах следует учитывать различие в весе и стоимости силовых установок разных типов, общую продолжительность годового эксплуатационного периода турбинных танкеров, т. е. их большой межремонтный пробег, различие в эксплуатационных расходах и т. д. Отстаивая преимущества турбинного привода, его сторонники отмечают меньшую вибрацию корпусов турбинных судов, их способность поддерживать при этом более высокую скорость хода и т. д.

Некоторые авторы считают турбоустановки установкой более надежными в эксплуатации, требующими меньшего ухода и меньших затрат на ремонт. Однако не случайно такие крупные наливные флоты, как принадлежащий норвежскому судостроителю С. Бергесену, состоит исключительно из дизельных танкеров. Благословительными результатами эксплуатации крупнотоннажных дизельных танкеров можно объяснить, например, то, что шведский судостроительный завод Кокумс в Мальмё, построенный для другой норвежской судоходной компании крупную серию турбинных танкеров длиной до 42 000 т, в 1961 г. сдал в эксплуатацию очередной танкер этой серии *Alfahide* с дизелем Кокумс МАН в качестве главного двигателя и с тех пор строит все танкеры длиной до 60 000 т исключительно как теплоходы. С 1964 г. этот завод начал применять дизельный привод на танкерах длиной до 75 000 т.

Как видно из данных табл. 2, все дизели, устанавливаемые на крупнотоннажных танкерах, — двухтактные. Простота действия с турбонаддувом. От применения дизелей двойного действия или со встречными поршнями, как и высокооборотных дизелей с зубчатыми или иными передачами, практически отказались, так как они сложнее и менее экономичны.

Выбор типа силовой установки зависит также от возможных сроков возмещения главных и вспомогательных механизмов, возможности обеспечения судов квалифицированной командой, технических традиций той или иной судоходной компании и т. д. Так, например, в США и Канаде до 1966 г. не строились даже среднетоннажные дизельные танкеры.

Если постройка танкеров не ограничена, а необходимая для обеспечения желательной скорости хода мощность не превышает названного 30 000 л. с., причем имеется реальная возможность получения этой мощности от одного главного двигателя (турбоузелчатого агрегата или дизеля), следует предпочесть одновинтовую силовую установку двухвинтовой. Основания для такой рекомендации следующие:

1. Прогульваемый коэффициент в случае одновинтовой установки даже большой мощности с достаточно низкими числами оборотов и при достаточно большом диаметре винта, допускаемом неограниченной осадкой судна, значительно превышает таковой при двухвинтовой установке. Это означает, что при равенстве скоростей хода одновинтовая установка потребляет меньше топлива, масла и воды, т. е. она экономически выгоднее двухвинтовой.

2. Одновинтовая установка требует обычно меньшей численности обслуживающего персонала, чем двухвинтовая; это обуславливает сокращение не только расходов на содержание экипажа, но и размеров жилых и общественных помещений, стоимости их оборудования, обслуживающих систем, спасательных устройств и т. д.

3. Преимущества двухвинтовых установок — наличие резервов, лучшие маневренные качества судна — не играют большой роли для крупнотоннажных танкеров, редко заходящих в порты.

4. Возможность уменьшения длины и веса двухвинтовой силовой установки редко удается реализовать на танкерах вследствие нормального расположения механизмов.

Основные технические данные наиболее мощных судовых установок на крупнотоннажных танкерах

Конструкция двигателя	Диаметр цилиндра — ход поршня, мм	Цилиндрическая мощность, л. с.	Число оборотов в минуту	Наибольшее число цилиндров	Агрегатная мощность, л. с.	Страны-строители
Бурвайстер or Bahr	$\frac{840}{1800}$	$\frac{2000}{2000}$	$\frac{110}{114}$	12	$\frac{26\ 200}{27\ 600}$	Дания Англия Япония Франция Италия Норвегия Швеция
Зулкер	$\frac{900}{1550}$	$\frac{2070}{2300}$	$\frac{113}{119}$	12	$\frac{24\ 800}{27\ 600}$	Швейцария Англия Япония Норвегия Франция
MAN	$\frac{800}{1700}$	$\frac{2250}{2500}$	$\frac{106}{115}$	12	$\frac{27\ 000}{30\ 000}$	ФРГ Япония Голландия Швеция
Готтхардт	$\frac{850}{1700}$	$\frac{2100}{2300}$	$\frac{105}{115}$	12	$\frac{26\ 200}{27\ 600}$	Швеция Англия Голландия
Финт	$\frac{900}{1600}$	$\frac{2100}{2700}$	—	12	$\frac{25\ 200}{32\ 800}$	Италия
Манубас	$\frac{850}{1600}$	$\frac{1800}{2000}$	$\frac{109}{120}$	12	$\frac{23\ 600}{24\ 000}$	Италия
Стерк	$\frac{850}{1700}$	$\frac{2150}{2590}$	$\frac{100}{114}$	12	$\frac{23\ 400}{26\ 000}$	Голландия

В иностранной технической литературе 1961 г. высказывалось мнение, что мощность на один гребной винт может быть доведена до 30 000 л. с. Этой мощности достаточно, чтобы сообщить танкеру дедвейтом 110 000 т скорость хода на испытании 16,5—17,0 узл. Эффективность работы винта падает с возрастанием развиваемого им упора, который в свою очередь увеличивается пропорционально увеличению перерабатываемой мощности и убывает обратно пропорционально возрастанию скорости хода судна. Эти зависимости дают основание полагать, что мощность, приходящаяся на один винт, может быть доведена до 33 000—35 000 л. с. Дедвейт такого танкера составляет ~ 85 000 т, осадка ~ 13,9 м, длина 250 м, скорость хода 18,5—19,0 узл.

Ограничение мощности обусловлено величиной упора S , создаваемого одним винтом. Из выражений

$$S = \frac{\gamma_{\text{стали}} \pi n_{\text{винт}} 75 N_{\text{с}}}{1000 \cdot 0,515 v_{\text{винт}}} \approx 0,144 \eta_{\text{прое}} \frac{N_{\text{с}}}{v_{\text{винт}}} \tau$$

следует, что при $DW=85\,000$ т и $D=105\,000$ т гребной винт диаметром $\sim 7,5$ м, передающий мощность $N_{\text{с}}=35\,000$ л. с. при $v_{\text{винт}}=19,0$ узла, будет развивать упор (если принять $\eta_{\text{прое}} \approx 0,60$)

$$S \approx 0,144 \cdot 0,60 \frac{35\,000}{19,0} \approx 183 \tau,$$

а то время как допустимый в настоящее время предел его составляет ~ 200 т. Даже на построенном в конце 1966 г. крупнейшем в мире танкере *Idemitsu Maru* водоизмещением $\sim 243\,000$ т при длине $L=326,0$ м, установленной мощности турбины $N_{\text{с}} \approx 33\,000$ л. с. и гребном винте диаметром 7,5 м, что позволяет на основании предварительных расчетов достигнуть скорости хода при испытании в полном грузу 16,0 узла, упор гребного винта при $\eta_{\text{прое}} \approx 0,65$ составляет

$$S \approx 0,144 \cdot 0,65 \frac{33\,000}{16,0} \approx 193 \tau,$$

т. е. не превосходит допустимого. Выполнив при приближенном подсчете показывает, что даже на столь крупных и таковых судах следует принимать одновальную силовую установку.

Необходимо учесть, что в случае применения одновинтовой силовой установки предельной мощности приходится преодолевать ряд трудностей, к которым относятся: обеспечение судну надлежащей динамической прочности, предотвращение чрезмерной вибрации корпуса, достижение надежности и долговечности работы лопастей вала и, в частности, действующего устройства, создание эффективного рулевого и, возможно, подруливающего и тормозного устройства (уменьшающего выбег судна).

§ 5. Выбор материала для основного корпуса

Выбор марки стали для проектируемого танкера — сложная инженерная задача, при решении которой следует учитывать: способность стали свариваться при выбранных толщинах, ее стойкость как против ржавчины, особенно при отрицательных температурах, так и против коррозии, возможность обеспечить необходимый запас на износ.

Принимая сталь повышенной сопротивляемости и уменьшая в связи с этим толщины листов и профилей, чтобы позднее использовать ее механические качества, конструктор должен исходить из необходимости обеспечивать жесткость корпуса, его усталостную прочность, технологичность конструкции, соблюдение требований, ограничивающих минимальные строительные толщины. Только после этого можно выполнять расчеты экономической целесообразности применения стали повышенной сопротивляемости.

От выбора той или иной марки стали для основного корпуса зависит вес корпуса судна и его стоимость, а следовательно, все эксплуатационно-гидлические и экономические показатели танкера. Поэтому важно уже в начальной стадии проектирования учесть учитывать влияние выбора марок стали на эти показатели, чтобы принять правильное решение.

Из последующего изложения вытекает, что по мере роста размеров танкеров целесообразно повышать предел текучести материала основного корпуса. Это обусловлено правилами постройки морских стальных судов [23], разработанными Регистром СССР, которыми предусматривается¹ возможность уменьшения момента сопротивления мидельного сечения обшивки пропорционально пределу текучести стали, если она удовлетворяет требованию хорошей свариваемости. Некоторые классификационные общества уже почти 15 лет тому назад начали регламентировать облегчение корпусов транспортных судов из стали повышенного сопротивления. Правила французского Бюро Веритас имели еще в 1951 г. коэффициент k_2 уменьшения толщины листов, зависящий от предела текучести стали. При пределе текучести $30,3 < \sigma_s < 37,2$ кг/мм² этот коэффициент изменялся в пределах $1,0 > k_2 > 0,82$.

Правила Английского Ллойд только в 1963 г. начали предусматривать уменьшение момента сопротивления миделя в случае применения стали повышенного сопротивления. Применительно к отечественным низколегированным сталям допускаемый Английским Ллойдом коэффициент уменьшения момента сопротивления $k_{m.c.}$ по Макенмаджи [21], составляет:

σ_s , кг/мм ²	24	30	35	40
$k_{m.c.}$	1,0	0,9	0,8	0,7

Для низкобортных судов, которые при значительном уменьшении толщины могут утратить необходимую жесткость корпуса, Английский Ллойд вводит дополнительные ограничения, приводящие к увеличению $k_{m.c.}$

В последние годы вопрос об уменьшении момента сопротивления W мидельного сечения, обеспечивающего общую продольную прочность корпуса при повышении предела текучести и позволяющего использовать механических свойств стали, начал рассматриваться в аспекте опасности потери усталостной долговечности.

В Правилах Норвежского Веритас 1962 г. делается попытка обеспечить усталостную прочность судовых корпусов, основанная на анализе результатов многолетней эксплуатации судов разных классов и размеров, выполненных из низколегированной стали. Исходя из такого анализа, директор Норвежского Веритас Г. Велелер [33] в 1967 г. пришел к выводу, что уменьшение толщины листов, связанное с применением высокопрочных сталей, обеспечивая условия равнопрочности при изгибе, может привести к недостаточной усталостной прочности (усталостной долговечности судовой обшивки). По-видимому, этим обусловлено введение Норвежским Веритас в 1962 г. [33] дополнительного критерия для выбора минимального момента сопротивления мидельного сечения.

Норвежский Веритас предусматривает возможность уменьшения момента сопротивления миделя на 15%, при повышении временного сопротивления стали разрыву до 50 кг/мм² вместо 41 кг/мм², т. е. примерно на 22%; об уменьшении момента сопротивления миделя в случае применения стали с более высоким пределом текучести никаких указаний в этих правилах нет.

¹ Правила классификации и постройки морских стальных судов, ч. II, гл. 1, § 12—14, стр. 48.

Правила Морского Регистра СССР [23], как и в этом отношении дальше, позволяют создать более легкие корпусы из высокопрочных сталей, чем упомянутые зарубежные классификационные общества. Но при этом они требуют выполнения расчетов, подтверждающих, что конструкция из указанных сталей повышенной сопротивляемости не уступает по прочности конструкциям из обычной углеродистой судостроительной стали.

С точки зрения прочности корпусов крупнотоннажных танкеров часто требуется назначать момент сопротивления мидельового сечения исходя из условия не только увеличения для стали повышенной сопротивляемости допускаемых напряжений в элементах, работающих на растяжение, но и обеспечения устойчивости сжатых элементов.

Кроме того, поскольку модуль упругости стали повышенной сопротивляемости не больше, чем обычной углеродистой стали, стрелка прогиба корпуса типичра, выполненного из такой стали с полным использованием ее механических качеств, может превышать допустимый предел. Требование обеспечить корпусу достаточную жесткость может обусловить необходимость увеличить высоту борта танкера или ограничить уменьшение толщины и момента сопротивления при постройке судов из легированных сталей.

Так как стали повышенной сопротивляемости не обладают большей стойкостью против коррозии, чем обычная судостроительная сталь, нельзя уменьшать запас толщины на коррозию, чтобы не снизить долговечность судна.

Наконец, как уже указывалось, уменьшение толщины ограничивается тем, что сталь повышенной сопротивляемости не обладает или почти не обладает повышенной усталостной прочностью при большом числе циклов знакопеременной нагрузки. Усталость металла — основная причина образования трещин в местах концентрации напряжений у сварных судов.

Перечисленные выше обстоятельства приводят к выводу о целесообразности применения сталей повышенной сопротивляемости для танкеров, дедеиет которых превышает некоторый минимум, и увеличения $\sigma_{\text{т}}$ в соответствии с размерами танкера.

Практика мирового танкеростроения показывает, что при увеличении размеров танкеров и сохранения предела текучести стали вес металлического корпуса, начиная с некоторого «критического» значения дедеиета, растет быстрее полезной грузоподъемности, в результате чего расход металла на 1 т дедеиета, достигнув при критическом дедеиете минимума, начинает возрастать. Вызвана это раньше, чем за границей, советские судостроители применяли на танкерах типа *Прага* низколегированную сталь повышенной сопротивляемости (марка СХЛ-4), хорошо сваривающуюся при больших толщинах и обладающую высокой ударной вязкостью даже при низких температурах¹, что было положительно отмечено в иностранной печати.

Как следует из иностранных исследований, некоторые сорта низколегированной стали в атмосферных условиях корродируют меньше обычных углеродистых сталей, но это их преимущество не распространяется на подводные поверхности. Применение низколегированных сталей в иностранном танкеростроении сдерживается их высокой ценой. Так, по сообщениям журналов [76] и [78], цена одной из таких

¹ Работы показывают, что для корпусов танкеров этой серии можно было применять, не различая размеры секций и вес корпуса и не считая требований к прочности и долговечности, сталь марки СХЛ-1 или МК-38 с пределом текучести 35 мпс/см², уменьшая при этом секционную жесткость корпуса и лучше используя механические свойства стали (см. [21], стр. 17 и 139).

Чтобы закономерно обосновать выбор марки стали для основного корпуса танкера, целесообразно произвести исследование оказываемого на него влияния: на вес металлического корпуса; на строительную стоимость корпуса; на головую провозоспособность, работоспособность и строительного веса, чистую прибыль, рентабельность и другие технико-эксплуатационные и экономические показатели.

Влияние марки стали на вес металлического корпуса

Для решения поставленной задачи наиболее подходящим представляется анализ выражения для веса металлического корпуса танкера, предложенного в § 31. По предложенным в этом параграфе соотношениям вес стального корпуса танкера (без надстроек) может быть разбит на две части

$$P_{кр} = P_1 + P_2$$

где первый член выражает вес элементов, обеспечивающих общую продольную прочность судна, второй включает все остальные веса металлического корпуса, входящие в подгруппы Кр А1 и Кр А11 (см. § 33).

Если раскрыть значение члена P_1 , то в соответствии с формулой (47) можно написать

$$P_{кр} = 10^{-3} \cdot 0,68 W_{расч} \frac{L}{H} + P_2 \tau. \quad (1)$$

Здесь $W_{расч}$ — расчетный момент сопротивления идиального сечения, представляющий собой сумму из двух величин W и $W_{нп}$:

W — момент сопротивления идиального сечения, выбиремый по условиям обеспечения общей продольной прочности при постановке судна на расчетную волну

$$W = - \frac{3,2}{\sigma_t \left(39,4 - \frac{L}{H} \right)} D L \text{ м} \cdot \text{см}^2; \quad (2)$$

$W_{нп}$ — момент сопротивления идиального сечения по дополнительному критерию Норвежского Веритас, выражающему, по-видимому, требование обеспечения усталостной прочности при знакопеременной нагрузке в условиях эксплуатации; по соображениям, изложенным в § 34, и с учетом уменьшения $W_{нп}$ при повышении предела текучести стали рекомендуется определять $W_{нп}$ по формуле

$$W_{нп} = \frac{6,647}{\sigma_t - 14,5} (L + 1)^{1,3} B (3 + 0,725) \text{ м} \cdot \text{см}^2, \quad (3)$$

в которой величина δ должна приниматься не менее 0,785.

Если сопоставить относительные значения первого и второго членов выражения (1), то окажется, что первый в два-четыре раза меньше второго. Выбор марки стали сказывается наиболее заметно на первом члене.

Пусть $W_{расч} = W$, т. е. расчетным является условие общей прочности корпуса как балки, работающей на изгиб; положим при этом, что корпус танкера изготовлен из углеродистой стали Ст.4С с пределом текучести $\sigma_t = 24 \text{ кг/мм}^2$, причем $P_1 = 0,3 P_{кр}$, а $P_2 = 0,7 P_{кр}$. В этом случае при сохранении всех размеров танкера, увеличивая σ_t приходим к следующему уменьшению весов P_1 , P_2 и $P_{кр}$ (табл. 3): при σ_t рав-

ном на 24, а 45 кг/мм², т. е. при увеличении его на 87,5%, вес эквивалентного бруса P_1 уменьшится на 46,7%, остальные веса металлического корпуса P_2 — на 9,7%, а общий вес $P_{кр}$ — на 20,8%.

Таблица 3

Изменение веса металлического корпуса $P_{кр}$ тоннера с увеличением σ_1 при условии, что момент сопротивления металлического стержня определяется общей прочностью корпуса

Марка стали	Ст. 40	СтГ2	СКЛ-1 или АК	СКЛ-4	СКЛ-45 и КС
σ_1	24	30	35	40	45
P_1	0,300	0,240	0,206	0,180	0,160
P_2	0,700	0,679	0,663	0,647	0,632
$P_{кр}$	1,000	0,919	0,869	0,827	0,792

Пусть для этого же случая $W_{расч} = W_{изв}$, т. е. расчетным является условие обеспечения корпуса усталостной прочностью при знакопеременных нагрузках. Тогда изменение весов будет иное (табл. 4).

Таблица 4

Изменение веса металлического корпуса $P_{кр}$ тоннера с увеличением σ_1 при условии, что момент сопротивления металлического стержня определяется допускаемыми критериями Норриковского Вирааса

σ_1	24	30	35	40	45
P_1	0,300	0,255	0,230	0,216	0,203
P_2	0,700	0,679	0,663	0,647	0,632
$P_{кр}$	1,000	0,934	0,895	0,863	0,835

При возрастании σ_1 по-прежнему на 87,5% вес эквивалентного бруса уменьшится на 32,3%, а общий вес $P_{кр}$ — всего на 16,5%; изменение веса P_1 не зависит от условия прочности и остается прежним — 9,7%.

Из сопоставления табл. 3 и 4 видно, что при условии $W_{расч} \geq W_{изв}$ корпус получается более тяжелым, а значит, и более дорогим, чем при $W_{расч} = W$.

Из этого следует, что повышение предела текучести стали целесообразно лишь до тех пор, пока W не станет меньше $W_{изв}$, т. е. что неравенство $W \geq W_{изв}$ можно рассматривать в качестве критерия для выбора предела текучести стали с точки зрения снижения веса корпуса. Согласно этому неравенству

$$\frac{4,9}{\sigma_1 \left(20,4 - \frac{L}{H} \right)} DL \geq \frac{0,147}{\sqrt{\sigma_1 - 14,5}} (L + 1)^{2,5} B (B + 0,725), \quad (4)$$

откуда

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sqrt{\sigma_1 - 14,5}} \right)_{\text{огр}} \leq \frac{180,5 DL}{0,725 \left(20,4 - \frac{L}{H} \right) (L + 1)^{2,5} B}, \quad (5)$$

Как видно из формулы (5), величина $(\sigma_T)_{\text{опт}}$ возрастает с увеличением водонизмещения D и длины L .

Физический смысл неравенства (4) заключается в том, что если величина момента сопротивления мидельового сечения выбрана из условия обеспечения допустимых напряжений при изгибе эквивалентного бруса на волне, то при этом наверняка выполнены условия усталостной прочности и достаточной жесткости корпуса. Если бы W было меньше $W_{\text{из}}$, это означало бы, что сечение при изгибе выбрано из условия обеспечения усталостной прочности; что же касается напряжений при изгибе, то они не достигают допустимой величины, т. е. механические характеристики стали не использованы полностью, и корпус танкера получается и тяжелым и дорогим.

Обозначив левую часть неравенства (5) через x и определив x из

$$x = \frac{119,50L}{\left(\delta + 0,725 \left(29,4 - \frac{L}{H} \right) \right) (L + 1)^{2,5} D}$$

можно найти оптимальное значение $(\sigma_T)_{\text{опт}}$ из приближенной формулы

$$(\sigma_T)_{\text{опт}} \approx 6,28x - 45,4 \text{ кг/мм}^2, \quad (6)$$

откуда

$$(\sigma_T)_{\text{опт}} \approx \frac{119,50L}{\left(\delta + 0,725 \left(29,4 - \frac{L}{H} \right) \right) (L + 1)^{2,5} D} - 45,4 \text{ кг/мм}^2. \quad (7)$$

При $\sigma_T < (\sigma_T)_{\text{опт}}$ достигается условие $W > W_{\text{из}}$; если $\sigma_T > (\sigma_T)_{\text{опт}}$, то $W_{\text{из}} > W$, и в обоих случаях корпус танкера получается излишне тяжелым и дорогим.

О положенных в основу формулы (7) соотношениях между $L_{\text{из}}$ и L , а также между $\delta_{\text{из}}$ и δ см. § 34.

Некоторые множители, входящие в формулу (7), зависят в сравнительно узких пределах, мало влияя на величину $(\sigma_T)_{\text{опт}}$ [например, $1,51 \leq (\delta + 0,725) \leq 1,53$]; основное же влияние на $(\sigma_T)_{\text{опт}}$ оказывают водонизмещение танкера D и длина L . Если для удобства анализа формулы (7) положить $\frac{L}{H} \approx 6,6$, $\delta = 0,795$ и $\frac{L}{H} \approx 13,4$, то для таких «укороченных» танкеров с минимальной высотой борта будет

$$(\sigma_T)_{\text{опт}} \approx \frac{3210}{(L + 1)^{2,5}} - 45,4. \quad (8)$$

При тех же значениях $\frac{L}{H}$, $\frac{L}{H}$ и δ величины (σ_T) могут довольно значительно отличаться от определяемого формулой (8).

Для удобства и ускорения расчетов по этой формуле, а также для наглядности ее анализа построен график (рис. 11).

Как видно из этого графика, если исходить из принятого критерия выбора оптимального предела текучести $(\sigma_T)_{\text{опт}}$ и указанных выше соотношений главных размеров, целесообразно строить танкеры:

1) из стали с $\sigma_t = 24 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением не более 34 000 т при $L \leq 181 \text{ м}$;

2) из никелированной стали марки 09Г2 с $\sigma_t = 30 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением 30 000 т $\leq D \leq 41 000 \text{ т}$ при длине соответственно $166 \text{ м} \leq L \leq 190 \text{ м}$;

3) из стали марок СХЛ-1 или МК с $\sigma_t = 35 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением 36 000 т $\leq D \leq 50 000 \text{ т}$ при длине соответственно $175 \text{ м} \leq L \leq 200 \text{ м}$; основная в последние годы сталь МК содержит значительно меньше легирующих элементов (хрома, никеля и меди), чем сталь СХЛ-1;

4) из стали марки СХЛ-4 с $\sigma_t = 40 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением 43 000 т $\leq D \leq 59 000 \text{ т}$ при длине $185 \text{ м} \leq L \leq 210 \text{ м}$;

5) из стали марок СХЛ-45 или КС с $\sigma_t = 45 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением более 52 000 т при $L > 195 \text{ м}$; сталь КС содержит меньше легирующих элементов, чем СХЛ-45;

6) из никеловой корпусной стали (производство которой следует оговорить) с $\sigma_t = 50 \text{ кг/мм}^2$ — водоизмещением более 60 000 т при $L > 205 \text{ м}$.

Применение сталей повышенного сопротивления с полным использованием их механических характеристик и соответствующим уменьшением толщины и веса допустимо, разумеется, лишь при обеспечении местной прочности, достаточно высоких эйлеровых напряжениях, наличии запасов на износ, соответствующих долговечности судна.

Эти выводы не вполне согласуются с рекомендациями А. И. Максимаджи [21] и с разработанным им графиком веса металлического корпуса танкера (рис. 10). Так, А. И. Максимаджи считает¹, что при ограничении минимального размера шпанги продольного набора величиной 700 мм можно рекомендовать следующие пределы текучести стали в зависимости от длины судна между перпендикулярами:

$L, \text{ м}$	< 140	$140-190$	$190-230$	> 230
$\sigma_t, \text{ кг/мм}^2$	24	30	35	40

Сущность расхождения заключается в том, что по Максимаджи длина танкера — главный параметр, определяющий выбор σ_t , а по выведенным выше формулам, кроме длины L , важную роль играет водоизмещение танкера. Для «коротких» и «длинных» танкеров одной длины могут оказаться предпочтительными разные марки стали.

Переход на высокопрочные стали необходимо сочетать с эффективной защитой корпуса от коррозии с помощью надежных покрытий или системы инертных газов для внутренних поверхностей и протекторной или катодной защиты снаружи.

В последние годы в ряде стран велись работы по обоснованию конструктивного типа танкера с корпусом из легких алюминиево-магниево-сплавов. Достоинствами таких сплавов для использования их в качестве конструкционных материалов являются небольшой удельный вес при относительно высокой прочности, отличная коррозионная стойкость по отношению к любым нефтепродуктам и морской воде, способность свариваться в среде инертного газа, а также подвергаться механической и электрохимической обработке, полировке и окраске.

¹ А. И. Максимаджи в др. Никелированная сталь в судостроении, изд-во «Судостроение», Л., 1964, стр. 165.

Такое сочетание технических качеств легких алюминиевых сплавов позволяет построить танкер с меньшим весом металлического корпуса, что обуславливает увеличение чистой грузоподъемности танкера и его годовой провозоспособности. Вместе с тем корпус танкера из алюминиевого сплава обладает значительно увеличенной долговечностью, определяемой практически лишь сроками не физического, а морального износа.

Для упрощения задачи приближенного сопоставления эксплуатационно-экономических показателей танкеров в стальном и алюминиевом исполнении можно исходить из того, что у обоих танкеров одинаковы полное водоизмещение D , длина L , ширина B , осадка T , коэффициент полноты водоизмещения δ , мощность силовой установки и скорость хода, мощность насосных установок, а также, что архитектурные типы этих судов одинаковы. Различаются только удельные веса: стали—7,8 т/м³, алюминиево-магниевого сплава—2,65 т/м³. Предел текучести $\sigma_{\text{тек}}$ алюминиево-магниевого сплава АМг-55 принимают 13 кг/мм², сплава АМг-6т—16 кг/мм².

Учитывая, что полезная грузоподъемность танкера из легких сплавов на несколько процентов больше, чем стального, высоту его бортов (для обеспечения грузоплотности) повышают по крайней мере на столько же процентов. При этом может быть уменьшен вес эквивалентного бруса

$$P_{\text{ст.}} = \frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} \frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} \frac{H_{\text{ст.}}}{H_{\text{ст.}}} P_{\text{ст.}} \text{ м.}$$

но зато увеличиваются веса остальной части металлического корпуса, что может быть учтено в первом приближения по формуле

$$P_{\text{ст.}} = \frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} \frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} + 8,0 \frac{H_{\text{ст.}}}{H_{\text{ст.}}} P_{\text{ст.}} \text{ м.}$$

Сумма весов $P_{\text{ст.}} + P_{\text{ст.}}$ составляет общий вес металлического корпуса $P_{\text{ст.}}$.

В «Справочнике» [39] предлагается следующая приближенная формула для определения соотношения весов корпуса танкера из легкого сплава и из стали:

$$\frac{P_{\text{ст.}}}{P_{\text{ст.}}} = 0,14 \left(\frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} \right)^{1,5} \left[\left(\frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} \right)^{1,5} + 1,65 \right].$$

Сравним веса металлических корпусов танкеров из стали Ст. 4С ($\gamma_{\text{ст.}} = 7,8 \text{ кг/м}^3$) и АМг-6т ($\sigma_{\text{ст.}} = 16 \text{ кг/мм}^2$); примем отношение $\frac{\gamma_{\text{ст.}}}{\gamma_{\text{ст.}}} = 0,34$, $\frac{H_{\text{ст.}}}{H_{\text{ст.}}} = 1,14$ и $\frac{P_{\text{ст.}}}{P_{\text{ст.}}} = \frac{0,25}{0,75}$, откуда $P_{\text{ст.}} = 0,25 P_{\text{ст.}}$ и $P_{\text{ст.}} = 0,75 P_{\text{ст.}}$.

Тогда

$$P_{\text{ст.}} = 0,34 \frac{7,8}{16} \frac{1}{1,14} P_{\text{ст.}} = 0,448 P_{\text{ст.}} = 0,112 P_{\text{ст.}};$$

$$P_{\text{ст.}} = 0,34 \frac{7,8}{24} 1,14 P_{\text{ст.}} = 0,516 P_{\text{ст.}} = 0,387 P_{\text{ст.}}$$

откуда $P_{\text{ст.}} = P_{\text{ст.}} + P_{\text{ст.}} = 0,499 P_{\text{ст.}}$, т. е. вес корпуса уменьшается примерно вдвое.

По приближенной формуле «Справочника»

$$P_{\text{ст}} = 0,14 \left(\frac{24}{16} \right)^{1/2} \left[\left(\frac{24}{16} \right)^{1/4} + 1,65 \right] P_{\text{ст}} = 0,14 \cdot 1,225 (1,145 + 1,65) P_{\text{ст}} = \\ = 0,46 P_{\text{ст}}.$$

Если принять далее, что вес стального корпуса $P_{\text{ст}}$ составляет 22,0% полезной грузоподъемности танкера, то эквивалент в весе корпуса позволяет выразить ее на $(0,501 + 0,52) 0,220 P_{\text{гр}} = (0,11 + 0,114) P_{\text{гр}}$, т. е. на 11—11,4%. Соответственно возрастает годовая провозоспособность, доход, производительность труда экипажа и некоторые другие показатели работы танкера.

Однако строительная стоимость серийного танкера из легких сплавов примерно в полтора раза выше стоимости серийного стального судна, что сказывается на величине ежегодных амортизационных отчислений и эксплуатационных расходах.

Высокая первоначальная стоимость легких сплавов тормозит использование их в качестве конструктивных материалов.

Создание танкеров из легких сплавов должно представлять решение ряда конструктивных, технологических, металлургических и экономических задач.

Вследствие уменьшения веса корпуса и возрастающая полезной грузоподъемности должна быть увеличена грузоместимость танкеров из легких сплавов. Поскольку механические качества алюминисво-магниевых сплавов ниже, чем у сталей, перед конструктором встает задача обеспечения продольной прочности без чрезмерного увеличения толщины днищевых и палубного переборок. По-настоящему, для решения обеих задач — увеличения грузоместимости и обеспечения продольной прочности — применительно к танкерам из легких сплавов должны быть пересмотрены принятые для стальных танкеров отношения $\frac{L}{H}$, $\frac{B}{H}$ и $\frac{H}{T}$.

Что же касается стальных танкеров, то представляется существенным отметить, что не следует переоценивать значения предложенного выше критерия выбора оптимальной марки стали для корпуса танкера из условия $W > W_{\text{нв}}$, так как оно не учитывает экономического эффекта применения стали повышенного сопротивления.

Для пояснения сказанного рассмотрим в качестве примера выбор марки стали для танкеров типа *Прага*.

В книге С. С. Канфора [17] приведены данные (табл. 5) о влиянии изменения марок стали и ее предела текучести на вес металлического корпуса танкера полезной грузоподъемностью 25 000 т при сохранении постоянными главных размеров и водоизмещения (примем с округлением $D = 40 000$ т, $L = 188$ м).

Снижение веса корпуса танкера при увеличении σ_t по данным Канфора значителенее, чем по табл. 3. Между тем в таблице С. С. Канфора не учитывается, что у танкера рассматриваемого размера критерий $W > W_{\text{нв}}$ приводит к $\sigma_t < 30$ кг/мм² [по формулам (6) и (7)], а следовательно, увеличение σ_t сверх 30 кг/мм² дает меньшую экономию веса. Если принять, что при $\sigma_t = 24$ кг/мм² у такого танкера $P_1 = 0,25 P_{\text{кр}}$, а $P_2 = 0,75 P_{\text{кр}}$, то откорректированная таблица представляется в виде табл. 6.

По данным этой таблицы еще трудно установить оптимальную марку стали для корпуса танкера; это требует дальнейшего экономического исследования.

Таблица 6

Зависимость веса корнуса от марки стали
(по С. С. Клифору)

Марка стали	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ кг/мм ²	Вес кор- нуса	
		г	%
Ст. 30	24	6880	100
08Г2	30	6400	91,7
СХЛ-1 или МК-35	35	6040	86,5
СХЛ-4	40	5700	81,7
СХЛ-45 или КС	45	5450	78,1

Таблица 6

Откорректированная зависимость веса
корнуса от марки стали

Марка стали	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ кг/мм ²	Вес кор- нуса	
		г	%
Ст. 30	24	6880	100
08Г2	30	6475	93,8
СХЛ-1 или МК-35	35	6220	90,3
СХЛ-4	40	6020	86,4
СХЛ-45 или КС	45	5840	83,7

Таблица 7

Оптовые цены на конструктивный сталь, руб/т

Марка листовой стали	Толщина листов, мм						
	4—4,5	5—5,5	6—9	10—15	16—20	21—25	26—60
Ст. 30 Ст. 40	90,0	85,1	82,7	81,3	80,3	79,0	79,4
08Г2	97,9	93,2	91,1	89,7	88,8	87,9	88,2
МК-35	100,7	95,8	93,9	92,5	91,7	90,8	—
СХЛ-4	129,9	125,2	123,2	121,8	120,9	119,9	—
Марка сортной и фасонной стали	Полосо- бульбо- вая 30 14 и 16	Угловая коробли- ковая	Круглая				
			≥10—11	≥12—15	≥16—19	≥20—30	≥31—50
Ст. 30 Ст. 40	78,0	72,0—82,0	74,0	73,4	71,7	70,8	70,4
08Г2	90,9	77,0—88,0	80,3	78,9	77,1	76,2	75,8
СХЛ-4	114,9	102,0—110,0	104,2	102,8	101,1	100,1	99,7

Влияние марки стали на стоимость постройки танкера

Корпус судна изготавливается из стали двух-трех сортов — соответствующие узлы и детали из более дешёвых сортов, чем наружная обшивка, основные переборки, днища, шалуба и т. д. В первом приближении можно считать, что для танкерной постройки не менее 25 000 т, кроме стали для основного корпуса $P_{ст}$, расход дешёвых сортов $P_{сд}$ составляет

$$P_{сд} \approx 210 + 0,005D \text{ т.}$$

Вес стали $P_{ст}$ можно вычислить, вычитая $P_{сд}$ из веса металлического корпуса $P_{кр}$ в объёме КрА (I+II), определённого для рассматриваемого варианта,

$$P_{ст} = P_{кр} - P_{сд} \text{ т.}$$

Расходы на корпусную сталь составляют наиболее существенную часть затрат на постройку судна. Их величина определяется стоимостью 1 т стали; накладные и транспортные расходы, а также стоимость обработки практически от этой стоимости не зависят.

В табл. 7 приведены преysкуранные оптовые цены на 1 т судостроительных сталей различных торговых марок, заимствованные частично из [21, стр. 45].

Как видно из этой таблицы, по мере возрастания механических свойств стали увеличивается и стоимость 1 т, а задача проектировщика установить, какое влияние оказывают на строительную стоимость и другие эксплуатационно-экономические показатели переход на сталь повышенного сопротивления. Из таблицы видно также, что возрастание стоимости стали непропорционально увеличению предела текучести. Так, при замене стали 09Г2 на сталь МК-35 прочность увеличивается на 16,7%, а цена — всего на 3—3,5%, и то прежде как при замене стали МК-35 на СХЛ-4 предел текучести увеличивается на 14,3%, стоимость же стали возрастает сразу на 30—32%.

Для определения стоимости материала для корпуса танкера следует к чистому весу металлического корпуса прибавить все отходы, принимаемый порядка 20% для головного судна и 18% для серийного судна, а также транспортные расходы, оценённые примерно в 10% от общей стоимости заказа стали. Средняя стоимость материала для одного из танкеров серии в 6—10 судов может быть оценена по следующим формулам (тыс. руб.):

углеродистая сталь	$S_{ст} \approx 0,065P_{кр}$;
сталь 09Г2	$S_{ст} \approx 0,116P_{кр} - 5$;
сталь МК-35	$S_{ст} \approx 0,120P_{кр} - 7$;
сталь СХЛ-4	$S_{ст} \approx 0,158P_{кр} - 25$.

С учётом заработной платы и накладных расходов, равных, независимо от марки стали, $\sim 0,160P_{кр} - 75$ тыс. руб., заводская себестоимость металлического корпуса (тыс. руб.):

из углеродистой стали	$S_{кр} \approx 0,265P_{кр} - 75$;
из стали 09Г2	$S_{кр} \approx 0,276P_{кр} - 80$;
из стали МК-35	$S_{кр} \approx 0,280P_{кр} - 82$;
из стали СХЛ-4	$S_{кр} \approx 0,318P_{кр} - 100$.

Приведенные формулы не учитывают общие и специальные (называемые индивидуальными [38]) работы, относимые обычно не к отдельным конструктивным элементам (корпус, системы, механизмы и т. д.), а к судну в целом. Доля этих расходов, приходящаяся на металлический корпус, которую следует учесть для сопоставления танкеров из сталей разных марок, составляет

$$\Delta S_{\text{дл}} \approx 0,022P_{\text{кр}}, \text{ тыс. руб.}$$

Отпускная стоимость превышает заводскую себестоимость примерно на 6,5%.

Таким образом, отпускную цену металлического корпуса танкера, выполненного из сталей разных марок, можно принимать согласно табл. 8.

Таблица 8

Зависимость отпускной цены корпуса от марки стали

Марка стали	Отпускная цена корпуса, тыс. руб.
Ст. 3С, Ст. 4С	$0,343P_{\text{кр}} - 80,0$
09Г2	$0,325P_{\text{кр}} - 83,0$
МК-35	$0,389P_{\text{кр}} - 87,0$
СХЛ-4	$0,379P_{\text{кр}} - 105,5$

Таблица 9

Зависимость отпускной цены корпуса танкера водоизмещением 40 000 т от марки стали

Марка стали	Вес корпуса, т	Отпускная стоимость, тыс. руб.
Ст. 3С, Ст. 4С	6980	2104,0
09Г2	6476	2030,0
МК-35	6230	1943,0
СХЛ-4	6030	2123,5

Отпускные стоимости выполненных из разных материалов корпусов танкеров водоизмещением 40 000 т и длиной 188 м, веса $P_{\text{кр}}$ которых были определены в табл. 6, подсчитаны в табл. 9.

Сопоставление показывает, что танкер из стали СХЛ-4 обладает по сравнению с танкером из стали МК-35 ~ 200 т (0,8%) дополнительной полезной грузоподъемности. Однако первоначальные капиталовложения увеличиваются при этом на 160,5 тыс. руб. (8,1%).

Иными словами, дополнительные капиталовложения на 1 т дополнительной грузоподъемности составляют 800 руб/т, что в несколько раз превышает капиталовложения на 1 т основной грузоподъемности. Расчет показывает, что наименьшие капиталовложения на 1 т грузоподъемности имели бы место при изготовлении корпуса танкера из стали МК-35.

Неблагоприятный вывод относительно применения стали СХЛ-4 обусловлен тем, что по принятому критерию $(\sigma_{\text{т}})_{\text{доп}} = 30 \text{ кг/мм}^2$ и механические характеристики стали СХЛ-4 оказались фактически полностью использованными, а корпус — тяжелым и дорогим. Применение стали повышенного сопротивления для танкеров более крупного тоннажа приводит к существенному уменьшению веса корпуса при значительном изменении его отпускной стоимости, так что соотношение между доходами и расходами может свидетельствовать в пользу применения этих сталей.

Выяснив влияние выбора той или иной марки стали на вес корпуса и его отпускную стоимость, следует определить изменение годовой производственной способности каждого сопоставляемого варианта, связанное с изменением чистой грузоподъемности, и, пользуясь данными

гд. X о тарифах, установить возрастание годовых доходов в случае, если корпус танкера изготовлен из стали повышенного сопротивления.

По изменению веса и отпускной стоимости корпуса судна определяют изменение годовых расходов и доходов. Если дополнительные годовые расходы превышают дополнительные доходы, то применение стали повышенного сопротивления экономически неоправдано, а в противном случае — прибыльно. Отношение прибыли к дополнительным капиталовложениям позволяет судить о рентабельности применения стали повышенного сопротивления.

Кроме анализа взаимосвязи экономических показателей, интерес представляют сопоставление некоторых технико-эксплуатационных показателей — значения производительности труда экипажа, работоспособности 1 т металла и др.

Вопрос об эффективности перехода на сталь повышенного сопротивления с предельно текучести $\sigma_{0.2} = (\sigma_0)_{\text{max}}$ обычно может быть окончательно решен на этой стадии исследования, если сталь достаточно вязкая, хорошо сваривается при любых требуемых толщинах, обладает хорошим удлинением и стойкостью против арупных волокон, особенно при отрицательных температурах, не содержит очень дорогих или дефицитных легированных присадок, и ее химический состав и способ изготовления соответствуют требованиям классификационных обществ.

§ 6. Выбор скорости хода на испытаниях.

Критерии экономической эффективности танкеров

Скорость хода танкера представляет один из основных факторов, определяющих архитектурно-конструктивный тип, главные размеры, экономическую эффективность и моральную долговечность судна, т. е. способность не устаревать технически до наступления срока материального износа.

Результат экономических исследований при выборе скорости хода зависит от принятого критерия экономической эффективности, которому уделяется много внимания в отечественной и зарубежной литературе [38, 48, 63, 90].

Изучение этой литературы показывает, что применяемые критерии могут быть разбиты на две группы:

А) отражающие ведомственные интересы отдельных отраслей промышленности и транспорта;

Б) отражающие интересы народного хозяйства в целом.

Критерии группы А иногда так и называются в зарубежной литературе: «критерий судостроителя», «критерий судовладельца», «критерий грузоотправителя», «критерий бакира». Отражая зачастую противоречивые интересы отдельных отраслей промышленности в условиях существующего в капиталистических странах разделения сфер применения капитала, эти критерии и сами оказываются противоречивыми и приводят к несовпадающим оптимумам. Стремление к максимальной прибыли диктует, например, судостроителю критерий минимальной стоимости 1 т дедвейта, судовладельцу — минимума эксплуатационных расходов и себестоимости 1 т-миль грузооборотом, грузоотправителю — максимально высоких скоростей (воспользуем тариф за перевозку груза не зависит от скорости, а продолжительность оплаченного вложенного в груз капитала из сферы обращения падает с увеличением скорости хода). Критерий грузоотправителя, таким образом,

противоречат критериям судостроителя и отчасти судовладельца, поскольку они не стимулируют повышение быстроходности судов.

В статье [63] были опубликованы результаты определения «оптимальной» скорости хода танкера дедвейтом 32 000 т, соответствующие различным критериям экономичности. Оказалось, что для достижения минимума себестоимости перевозки груза (критерий судовладельца) скорость хода танкера должна составлять всего 10 узл.

Наоборот, критерий грузоотправителя и до известной степени критерий банкира, финансирующего в капиталистических странах строительство и кредит новых танкеров, связаны с возрастанием прибыльности танкером и ускорением оборачиваемости основных капиталовложений. Поскольку фрахт за перевозку 1 т нефтесгуза / не зависит от скорости хода танкера, а себестоимость перевозки s_0 является функцией скорости хода v , можно выразить критерий прибыльности формулой

$$f > (1 + a_{np}) s_0$$

где a_{np} — норма прибыли. По этому выражению можно определить наибольшую скорость v , при которой обеспечивается норма прибыли a_{np} . Так, для танкера дедвейтом 32 000 т скорость хода, удовлетворяющая критерию прибыльности, оказалась равной 14,75 узл¹.

Расчеты показывают, что по мере увеличения размеров танкера критерий прибыльности или связанный с ним критерий рентабельности капиталовложений приводит к все большим значениям оптимальной скорости хода. Вместе с тем «continuum» скоростей при минимуме капиталовложений в 1 т грузоподъемности или же при максимальной себестоимости 1 т грузоперевозок, с одной стороны, и максимальной рентабельности, с другой, — все более расходится, так как эти критерии противоположны по своей природе. Указанномысленный характер критерия минимума себестоимости 1 т грузоперевозок тормозит повышение скорости хода новых танкеров.

Интересы народного хозяйства в целом с учетом перспектив, служащие определяющими факторами при выборе новых видов судов в странах социалистического содружества, требуют применения технических прогрессивных комплексных критериев [49]. Между тем сведениям критерии зарубежных стран часто некритически переносятся в нашу отечественную практику, что может привести к созданию не-прогрессивных, бесперспективных, морально недолговечных судов.

В работе [63], посвященной обоснованию выбора оптимальных скоростей хода для транспортных судов, в качестве критерия принят минимум годовых эксплуатационных расходов. Что же касается повышения скорости хода торгового судна, то оно рассматривается в этой работе лишь как фактор, обуславливающий повышение расхода топлива, а значит, и эксплуатационных расходов. Возможность увеличить транспортную продукцию (провозоспособность), доходы, производительность труда экипажа, уменьшить расходы металла в связи с увеличением быстроходности судов не нашли отражения ни в этой, ни во многих других статьях.

Однако представляет интерес полученный в результате выполненных в этой статье расчетов вывод о том, что если бы цена 1 т топлива снизилась вдвое, то оптимальная скорость хода возросла бы примерно на 60%. Он приобретает особую важность, когда приходится решать, какую цену топлива следует принимать для экономических расчетов, определяющих выбор скорости хода, себестоимость аж топлива с мор-

¹ Эта величина отчасти принята в статье [63] конкретное соотношение между доходами и расходами рассматриваемого танкера.

маленьким затратами и затратами на его подвоз и bunkеровку или преysкурaнтную цену, включающую так называемый налог с оборота, достигающий для котельного сернистого мазута весьма значительной величины.

Расчеты по преysкурaнтной отпускной цене топлива искажают показатели народнохозяйственной эффективности, если учесть, что повышенный налог с оборота увеличивает расходы Министерства Морского Флота и доход Нефтьсбыта. Вызванное этим ухудшение ряда важных экономических показателей судна и пароходства — уменьшение чистой прибыли и валовой эффективности, возрастание срока окупаемости капиталовложений, себестоимости 1 т-миль перевозок и т. д. — только кажущийся.

Критерии, которыми следует руководствоваться при создании новых судов советского торгового флота, должны отражать не узковедомственные, а общие народнохозяйственные интересы, включая требования о повышении эффективности капиталовложений с целью сокращения сроков их окупаемости, достижения наиболее эффективного использования материальных, трудовых и финансовых ресурсов.

Исходя из сказанного, представляется правильным выбирать скорость хода вновь создаваемых танкеров, пользуясь следующими критериями:

- 1) минимальный срок окупаемости или максимальная рентабельность капиталовложений;
- 2) минимальные материальные и финансовые затраты на 1 т-миль транспортной продукции (или наибольшая работоспособность 1 т строительного веса и одного рубля строительной стоимости).

При определении приведенных годовых народнохозяйственных затрат следует к годовым эксплуатационным расходам прибавлять в соответствии с рекомендацией АН СССР [49] средства на восстановление стоимости судов и груза, принимая, например, сроки восстановления капиталовложений во флот 10 лет, а транспортируемые грузы — 2—3 года.

Если обозначить через $k_{\text{д.г.}}$ приведенные народнохозяйственные затраты на 1 т-миль перевезенного груза, то

$$k_{\text{д.г.}} = \frac{x}{100} + 0,1k + 0,5 \cdot 10^{-4} \frac{C_{\text{г.}}}{v_{\text{г.}}} \text{ руб/т-миль},$$

где x — себестоимость 1 т-миль, $\frac{\text{руб}}{\text{т-миль}}$; k — удельные капиталовложения на 1 т-миль, $\frac{\text{руб}}{\text{т-миль}}$; $C_{\text{г.}}$ — отпускная стоимость 1 т груза, руб.; $v_{\text{г.}}$ — эксплуатационная скорость хода судна и груза, узлы.

При составлении финансовых показателей различных вариантов судов представляется правильным вводить в расчеты цену топлива без налога с оборота.

При повышении быстроходности танкеров и сохранении полезной грузоподъемности мощность силовой установки и рейсовый расход топлива растут быстрее, чем скорость хода и провозоспособность. Это неизбежно приводит к ухудшению некоторых технико-эксплуатационных показателей, например коэффициенты утилизации водомеханической движухи и грузоподъемности, а также ряда экономических показателей. Таким, как себестоимость 1 т-миль грузоперевозок, удельные капиталовложения на 1 т движухи и др. Из этого следует, что такие монотонно ухудшающиеся показатели не могут служить критериями при выборе оптимальной скорости хода.

Элементы соответствующих параметров

Величина	Вариант			
	I	II	III	IV
Длина L , м	220,0	224,0	228,0	232,0
Ширина B , м	33,4	33,4	33,5	33,7
Средняя длина T , м	12,50	12,60	12,72	12,85
Высота борта H , м	17,3	17,6	17,9	18,2
Коэффициент обшивки λ	0,807	0,797	0,785	0,770
Водоизмещение D , м	75 240	77 400	78 480	79 660
Отношения:				
$\frac{L}{B}$	6,59	6,71	6,81	6,885
$\frac{B}{T}$	2,670	2,659	2,635	2,622
$\frac{L}{H}$	12,72	12,73	12,74	12,75
$\frac{B}{H}$	1,93	1,90	1,87	1,85
Кубический модуль LBN , м ³	127 000	131 600	136 620	142 220
Квадратичный модуль $L(B \cdot H)$, м ²	11 150	11 420	11 720	12 040

Таблица 11

Расчетные скорости хода и мощности силовой установки

Величина	Вариант			
	I	II	III	IV
Скорость хода $v_{\text{ход}}$, узлы	16,0	17,0	18,0	19,0
Скорость хода v_p , узлы	15,1	16,2	17,3	18,4
Мощность ГТЗА $N_{\text{гт}}$, л. с.	17 100	21 300	25 800	31 000

Таблица 12

Предварительные определения водопотребления паровым и девайтом, т

Вид	Вариант			
	I	II	III	IV
Металлический корпус (по стали с $\gamma=25 \text{ кг/м}^3$)	11 520	11 760	12 070	12 430
Устройства	440	470	480	490
Оборудование	75	78	78	78
Системы	530	585	600	615
Машина и установка	970	1 080	1 180	1 300
Электрооборудование	160	165	170	175
Жидкий груз	385	400	425	450
Запас водопотребления	200	225	240	245
Водопотребление паровым	14 380	14 770	15 240	15 780
Девайт				
Топливо (жидкое)	4 900	5 580	6 190	6 820
Топливо (жидкое), топливо-газовая вода, масло	150	160	170	180
Сжиженный, жидкий, пресная вода, пропан	380	380	380	380
Полный груз	55 500	55 500	55 500	55 500
Итого девайт	51 960	62 630	63 240	63 680
Полное водопотребление	70 340	77 400	78 480	79 660
Коэффициент девайта	0,812	0,870	0,896	0,902

Таблица 13

Составление показателей транспортной продукции одного судна за минимально

Величина	Вариант			
	I	II	III	IV
Годовая провозоспособность, $\frac{\text{тыс. т}}{\text{год}}$	340,0	364,0	387,5	411,5
Годовая тонно-мильная продукция, $\frac{\text{млн. т-миль}}{\text{год}}$	3330	3458	3680	3910

В качестве экономического критерия рекомендуется принимать рентабельность капиталовложений — комплексный показатель, учитывающий как изменение строительной стоимости и годовых эксплуатационных расходов, так и возрастание провозоспособности и доходов, приносимых более быстроходными танкерами. График изменения этого показателя в зависимости от скорости хода позволит выявить оптимальное значение скорости хода, превышение которого становится экономически не оправданным, бесперспективным.

Анализ опыта мирового танкостроения свидетельствует о несомненной тенденции возрастания за год в год среднего тоннажа и средней скорости хода танкеров. Среднегодовой прирост скорости танкеров дедвейтом более 20 000 т составляет 0,2—0,1 узла. Поэтому с точки зрения перспектив следует проектировать суда, которые через 10 лет после постройки не окажутся технически отсталыми.

Проектируем это следующим образом. Пусть требуется обосновать скорость хода на испытаниях одновинтового турбинного танкера полезной грузоподъемностью 56 500 т, предназначенного для перевозки сырой нефти из портов Черного моря в Японию на расстоянии 9500 миль и возращении в балласте. Для решения задачи рассмотрены четыре варианта судов (табл. 10—14) с различной скоростью хода — 16,0, 17,0, 18,0 и 19,0 узла; элементы и коэффициенты форм танкеров приведены в табл. 10, в соответствующие им значения мощностей ГТЗА и эксплуатационные скорости хода — в табл. 11.

Углубленная массовая нагрузка для рассматриваемых вариантов может быть принята в начальной стадии проектирования по табл. 12.

Количество перевезенного за год груза и годовая тонно-мильная продукция при продолжительности годового эксплуатационного периода 318 суток/год и длительности стояночного времени 50 час/сутки приведены в табл. 13.

Для определения количества танкеров, образующих серию, следует задаться годовым грузопотоком; примем количество подлежащей перевозке на Дальний Восток сырой нефти $6,0 \frac{\text{млн. т}}{\text{год}}$, тогда условное число танкеров в серии будет

Вариант	I	II	III	IV
Число судов в серии	17,45	18,45	15,45	14,59

Учитывая, что размер серии превосходит 10 судов, можно ориентировочно определить среднюю цену сырьинного танкера, цену 1 т дельейта, затраты металла на всю серию (без жидких грузов и запаса водонизмещения) и некоторые другие технико-эксплуатационные и экономические показатели. Результаты приближенных расчетов приведены в табл. 14, причем цена топлива принята по прейскуранту, а срок службы для всех сопоставляемых вариантов установлен равным 20 годам.

На основании этого расчета можно сделать следующие выводы относительно влияния увеличения скорости хода танкера при сохранении чистой грузоподъемности на ряд показателей:

1. Увеличиваются стоимость 1 т дельейта, расходы топлива, себестоимость перевозки 1 т груза, годовые эксплуатационные расходы, срок окупаемости капиталовложений; одновременно падают коэффициенты утилизации водонизмещения по дельейту и грузоподъемности.

2. Уменьшаются общие капиталовложения в серию, обеспечивающую постоянство годового грузопотока, затраты металла и капитало-

Расчет эксплуатационно-экономических показателей

Показатель	Вариант			
	I	II	III	IV
Стоимость одного серийного танкера, млн. руб.	6,85	7,06	7,38	7,54
Стоимость 1 м декейта, руб/м	110,6	112,7	115,0	118,0
Капиталоёмкость в серии, млн. руб.	131,9	116,4	112,8	110,0
Капиталоёмкость на 1 м серийного м/г год груза, руб/м	20,15	19,40	18,79	18,32
Заплата экипажа на серий, тыс. м	247,8	227,0	223,8	223,8
Главной расход котельного топлива на серий, тыс. м/год	552,7	622,8	630,6	713,5
Количество тонн в год груза на 1 м серийного м/г, м/м. год	24,35	25,20	26,15	26,40
Количество тонн груза на 1 м серийного м/г, м/м	10,85	9,63	8,82	7,97
Экипаж одного танкера, чел.	50	50	50	50
Экипаж на серий, чел.	682	825	735	730
Производительность труда экипажа, %	100,0	125,9	113,9	120,8
Годовые эксплуатационные расходы (на серий)				
Содержание экипажа, тыс. руб/год	2187	2045	1923	1830
Отчисления на ремонт, ремонт и обслуживание, тыс. руб/год	11 010	10 390	10 260	10 010
Топливо, сжигая, отбара (при цене по прейскуранту), тыс. руб/год	13 865	15 635	17 110	18 040
Накладные расходы, агентские, тыс. руб/год	7844	7841	7839	7838
Накладные расходы, тыс. руб/год	546	511	480	432
Итого годовые эксплуатационные расходы, тыс. руб/год	25 452	35 442	37 611	40 650
Себестоимость перевозимого груза, млн/м. год	6,0822	6,0643	6,0645	6,0702
Главной расход на рейс Ватума — Нагасаки при тарифе 12,35 руб/м, тыс. руб/год	74 100	74 100	74 100	74 100
Главной затрат прибыли, млн. руб/год	38,83	37,46	36,49	34,08
Срок окупаемости капиталоёмкости, годы	3,14	3,11	3,09	3,03

плюсуют на 1 т перевозимого груза, численность экипажа; увеличивается производительность труда экипажа; в связи с уменьшением числа судов и численности экипажа слегка возрастает размеры чистой валютной прибыли; создание серии судов повышенной быстроходности позволит уменьшить количество стальных мест, число докований и получить другие связанные с этим преимущества.

3. Характер изменения технико-эксплуатационных и экономических показателей (таб. 1 и 2) зависит от соотношения тарифа за провоз груза и цены топлива, а также от изменений амортизационных отчислений.

4. Каждый эксплуатационный и экономический показатель работы танкера достигает наиболее благоприятного значения при оптимальной для него скорости хода; если принять за критерий экономичности показатели п. 1, то оптимальная скорость будет ниже, чем при оценке экономичности по показателю п. 2. Этим можно объяснить малые скорости хода танкеров иностранной постройки, создаваемых в условиях капиталистической экономики, особенно на экспорт; стремление снизить стоимость 1 т декейта или себестоимость перевозки груза не стимулирует повышения быстроходности танкеров и объективно препятствует достижению наибольшей народнохозяйственной эффективности.

Чтобы более четко выявить зависимость полученных результатов расчета от принятых в нем условий, в табл. 15 приводятся дополнительный расчет экономических показателей для тех же вариантов танкеров, но при цене моторного масла без налога с оборота.

Таблица 15

Дополнительный расчет экономических показателей

Показатели	Вариант			
	I	II	III	IV
Скорость хода, узлы	16,0	17,0	18,0	19,0
Годовые эксплуатационные расходы (на скоростной, ман. руб./год):				
содержание экипажа	2187	2043	1922	1810
отчисления на ремонтный, ремонт и снабжение	11010	10893	10750	10610
топливо, смазочные и обтирочные материалы	5527	6226	6806	7335
навигационные расходы, агентирование	7844	7841	7839	7836
амортизационные расходы	546	511	490	482
Итого	27114	27215	27307	28645
Собственность перевозимой груза, кол/т-милл	0,0476	0,0476	0,0479	0,0508
Годовая чистая прибыль, ман. руб./год	46,99	46,885	46,79	45,455
Сред окупаемости капиталоуложения, лет	2,56	2,48	2,41	2,42

В этом случае, как видно из таблицы, понижение скорости хода танкера до некоторого оптимального значения ($V_{\text{опт}}=18$ узл.) приводит к улучшению всех технико-эксплуатационных и экономических показателей. В своей книге [4] министр Морского Флота СССР отмечает, что в расчетах по выбору скорости хода судов следует исходить из цены топлива без увеличенного налога с оборота.

Таблица 16

Технические возраставшие скорости хода танкеров

Длина, м	Средняя скорость хода танкера по длине корпуса		
	1957	1958	1959
Менее 15 000	11,7	12,8	11,4
15 000—24 999	15,1	15,4	15,3
25 000—39 999	16,6	16,8	17,3
40 000 и более	18,3	18,6	18,7

Анализ результатов основного и дополнительного расчетов показывает, что если для обеспечения годового грузопотока сырой нефти 6 млн. т на танкерах чистой грузоподъемностью 56 500 т и дальности перевозок 9500 миль повысить скорость хода с 16 до 18½ узла, то это позволит уменьшить:

- капиталоуложение во флот на 10 млн. руб., или на 9%;
- на 20 тыс. т металла;
- экипаж флота на 130 чел.;
- численность серии на 2½—3 судна.

Эти преимущества достигаются ценой увеличения расхода топлива на 160 тыс. т в год; скорректированная рентабельность капиталоуложений при увеличении скорости хода повышается с 39 до 41,5% в год.

Значительное уменьшение в рассмотренном примере дальности плавания может обусловить понижение оптимальной скорости хода на 0,5 узла, однако крупнотоннажные танкеры не эксплуатируются обычно на «высотном плечом». Переход от ступенчатого на дизельный привод связан

с уменьшением в эксплуатационных расходах доли затрат на топливо, что влечет за собой увеличение оптимальной скорости хода.

Статистика мирового танкеростроения показывает, что сопутствующая росту дедвейтов до 60 000—65 000 т тенденция повышения скоростей хода одновинтовых танкеров характерна для всех стран передового судостроения. В США существует даже государственная дотация с целью поощрения увеличения скорости хода танкеров.

В обзоре [16] указано (табл. 16), что тенденция неуклонного роста скоростей распространялась к концу пятидесятых годов на все танкеры дедвейтом свыше 25 000 т.

Неуклонный рост скоростей хода нефтеезов хорошо иллюстрируется тем, что из наливных судов, построенных в 1967 г., обладали скоростью хода 17 узл. и более лишь 17%, в 1968 г. — 22,5%, а в 1969 г. — 29,5%.

Возрастание скоростей крупнотоннажных танкеров, стимулируемое развитием судного машиностроения, гидромеханики, судостроения, представляет фактор технического прогресса.

На графике рис. 12, иллюстрирующем тенденцию роста дедвейта и скорости хода танкеров мирового наливного флота по годам, автор делает попытку прогноза изменения этих характеристик на ближайшие годы.

На этом графике изображено также семейство кривых мощностей силовых установок, соответствующих в первом приближении дедвейтам и скоростям хода. Общей особенностью построенных по годам кривых зависимости скорости хода танкеров от их дедвейта является довольно крутой вначале подъем вверх, что выражает тенденцию возрастания скорости хода по мере увеличения дедвейта. Затем увеличение скорости замедляется и, наконец, достигает максимума.

Значение максимальной скорости хода для каждого года постройки соответствует некоторому дедвейту, который, пользуясь математической терминологией, можно назвать оптимальным. Оптимальные дедвейты и соответствующие им максимальные скорости хода обнаруживают тенденцию к росту из года в год. Однако линия оптимальных дедвейтов делается все более пологой, что свидетельствует об отставании темпов возрастания скоростей хода от темпов увеличения дедвейтов. Пройдя через максимум, годовые кривые зависимости скорости хода от дедвейта переходят в пологую спадающую ветвь, указывающую на то, что увеличение дедвейта достигается за счет уменьшения скорости хода, так как лимитируется предельной мощностью силовой установки.

Из графика видно, что предельные мощности также возрастают из года в год, хотя не всегда этот рост сопровождается увеличением скорости хода. Второй в мире по величине одновинтовой танкер *Tojuro Maru* японской постройки, сданный в эксплуатацию в январе 1966 г., обладает следующими характеристиками: дедвейт 150 000 т, водоизмещение 182 500 т, мощность ГТЗА $\frac{28\,000}{36\,000}$ л.с., число оборотов $\frac{35}{97}$ об/мин, скорость хода ¹ $\frac{16,0}{16,28}$ узл. Экипаж его состоит из 29 чел.

Начиная с сентября 1963 г. и по октябрь 1964 г., японская верфь Сасэбо Хии Индастрия сдала компании Мобил серию одновинтовых турбинных танкеров (*Mobil Comet*, *Mobil Daylight* и *Mobil Astrof*) дедвейтом ~ 95 200 т с наибольшей мощностью главных турбин 28 000 л.с. и скоростью хода при испытании 17,25 узл.

¹ По литературным данным; авторские расчеты дают несколько меньшую скорость хода.

Те же мощность и скорость хода¹ имеет и построенный в Швеции в 1963 г. танкер *Modby Brännham* дедвейтом 97 000 т.

В 1966 г. заводом Нисикавадзини-Харима Хэи Индустри построен танкер *Admiral Mori* дедвейтом 205 000 т, оборудованный паровой турбиной мощностью 33 000 з. л. с. при 100—101 об/мин; диаметр пятилопастного гребного вала 7,8 м, эксплуатационная скорость хода танкера 16,5 узла. Спецификационный расход топлива указывается 0,195 кг/з. л. с.-час, давление пара 86,5 кг/см², температура перегрева 313°С, влажность 32 чел.

На сломном в эксплуатацию на рубеже 1965—1966 гг. заводом Мидзубиси в Нагасаки танкере *Oriental Dragon* дедвейтом 119 000 т установлена американская турбина типа MST-13 мощностью 25 820/28 390 з. л. с. при 103/108,5 об/мин. По литературным данным, скорость хода судна 17,6—17,7 узла.

Как уже отмечалось, завод Митсубиси в Нагасаки строит для португальской компании Сисала Боргосени (сдача в эксплуатацию в конце 1967 г.) крупнейший в мире дизельный танкер дедвейтом 191 300 т с мощностью силовой установки 37 000—32 000 з. л. с. Если установка будет одновалитная, то мощность 32 000 з. л. с. окажется самой большой в мире из торговых дизельных судов. Она уступает лишь мощности силовой установки на двухвалитном турбинном танкере *Makalala* дедвейтом 108 200 т, построенном в США и сданном в эксплуатацию в январе 1962 г. Суммарная мощность установленных на нем турбин $\frac{39\ 540}{43\ 600}$ з. л. с., скорость хода при испытании свыше 18 узла.

Таким пределом мощностей на наиболее крупных танкерах иностранной постройки.

Что касается рассмотренного выше класса танкеров дедвейтом 62 000—64 000 з. л. с., то они оборудуются за рубежом турбинами или дизелями мощностью до 21 000 з. л. с., обеспечивающими им скорость хода при испытании до 17,25—17,5 узла. На сданном в мае 1965 г. танкере *St. Nikolai*, построенном на заводе Ховальдтсверке в Гамбурге, дедвейтом 64 270 т установлен дизель типа MAN мощностью 22 500 з. л. с.; скорость хода судна при испытании указывается 17,2 узла.

На основании приведенных данных можно заключить, что обоснованные приведенным выше расчетом повышенные скорости хода для танкеров отечественной постройки прогрессивнее принятых в зарубежной практике для танкеров того же размера.

§ 7. Выбор количества грузовых и балластных танков и расстояния между продольными переборками

Уменьшение количества переборок танкера сокращает расход металла на постройку судна, приводит к упрощению и облегчению грузовой и заливной систем, снижению строительной стоимости и повышению всех экономических показателей работы судна. В свете этого конструкторы стремятся обычно к максимальному сокращению числа переборок, а значит, и числа танков, при котором выдерживаются требования прочности поперечных переборок, нормы эксплуатационной и аварийной остойчивости и непотопляемости, обеспечивается возможность дифференциации судна в различных условиях эксплуатации, выполняется задание по количеству силовых перевозимого груза.

¹ Некоторые литературные источники указывают эксплуатационную скорость хода 17,5 узла, что примерно на 0,5 узла превышает проектантскую.

Число поперечных переборок на протяжении танковой части зависит от предельной длины отсека, ограничиваемой не только соображениями обеспечения непотопляемости, но и условиями прочности при гидравлическом ударе груза о переборку, вызванном продольной качкой судна. До 1962—1963 гг. в практике мирового танкостроения имели место отступления от ограничений, налагавшихся в этом отношении принятыми классификационными обществами, которые не учитывали бурного роста размеров танкеров в последние годы.

В нормах Правил Английского Ллойд для танкеров, опубликованных в 1910 г., предельная длина танков была установлена 7,32—8,53 м. С возрастанием размеров танкеров увеличивалась и допускаемая классификационными обществами длина танков. Правила Английского Ллойд 1959 г. дивели предельную длину танков до 15,24 м, но ввели требование об установке в длинных танках поперечных отбойных переборок, чтобы уменьшить опасность возникновения чрезмерного давления на поперечные переборки в случае раскачивания груза и появления резонанса между собственной частотой колебания жидкого груза и частотой килевой качки судна.

С целью уменьшения веса стали в устройстве грузовой и других систем часто сдвигают бортовые танки, если это допускается требованиями эксплуатации. Так, например, на построенном в 1962 г. в Японии танкере *Nissho Maru* длина средних танков была принята 15,0 м, а двойных бортовых танков — 30,0 м; длины танков на этом судне были специально согласованы с Английским Ллойдом и Американским Бюро Сухопутства. На построенном в конце 1963 г. танкере *Tomogata Maru* бортовые танки были строены, и длина их достигала 45,0 м. Такую примерно длину танков и на *Tokyo Maru*.

Предельная длина танков должна соответствовать длине судна. По Норвежскому Веритас [38], предельная длина средних танков

$$l_{cp} \leq (0,1L - 0,2x) \frac{B}{b_{cp}}, \quad \text{а бортовых} \quad l_b \leq (0,1L - 0,2x) \frac{B}{2b_b},$$

где b_{cp} и b_b — ширина средних и бортовых танков, м; x — расстояние от киля до центра тяжести наиболее удаленного от киля танка, но не более 0,25 L .

Поскольку у большинства танкеров $\eta_1 > 0,6$, у них $x = 0,25 L$, $l_{cp} \leq 0,05 \frac{B}{b_{cp}} L$ и $l_b \leq 0,05 \frac{B}{2b_b} L$.

По [10] $\frac{B}{b_{cp}} > 1,765$; если $\frac{B}{b_{cp}} = \frac{B}{2b_b} = 2,0$, то $l_{cp} = l_b \leq 0,1 L$.

Эта рекомендация, как следует из изложенного выше, не всегда соблюдается японскими строителями крупнотоннажных танкеров.

При широко размещенных продольных переборках, например при $\frac{B}{2b_b} = 2,4$, предельная длина двойных бортовых танков может достигать, по Норвежскому Веритас, $l_b = 0,12 L$. На построенных в 1963—1964 гг. в Японии танкерах $l_b = (0,13 \div 0,195) L$, а $l_{cp} \leq 0,155 L$.

Рекомендации [3] обосновываются Абрахамсеном [51] тем, что при длине танков не более 10% длины судна не возникает резонанса между собственной частотой колебаний жидкого груза и частотой килевой качки судна. В танках, длина которых превышает 20% длины судна, Правила Английского Ллойд 1962 г. рекомендуют устройство поперечных отбойных переборок. Применение новых правил Ллойд, допускающих уменьшение числа переборок и их толщины, позволяет уменьшить вес металлического корпуса танкера на 2,5—3,5%.

Так, например, для предложенного японскими судостроителями [32, 33] проекта экономичного стандартного танкера deadweight 116 000 т (см. § 70) при длине между перпендикулярами ~ 268 м и длине танковой части не менее 192 м может быть принято 6—8 танков по длине. Для выбора числа танков можно учесть следующие соображения. При шести одинаковых танках длина каждого будет 32,0 м; при семи танках ~ 27,4 м, при восьми танках 24 м.

Если одну группу танков сделать чисто балластной, то при шести танках придется установить пять грузовых насосов производительностью по 1800—1900 т/час, чтобы их суммарная производительность была достаточна для выкачки всего груза (~ 110 000 т) не более чем за 12—15 час. При семи танках (шесть грузовых и один балластный) можно было бы ограничиться тремя грузовыми насосами производительностью каждого ~ 3000 т/час. Такие насосы не представляются чрезмерно большими.¹ При восьми танках семь из них были бы грузовыми; грузовой системой из семи насосов оказалась бы чрезмерно сложной, и при уменьшем их числе не удалось бы поровну распределить между ними нагрузку. При восьми танках объем балластных танков составил бы всего ~ 12,5% общего объема, количество переборок возросло бы, а вес корпуса и стоимость постройки увеличивалась бы.

Таким образом, наиболее благоприятным представляется вариант с семью танками по длине, обслуживаемыми тремя грузовыми и одним балластным насосом. Каждый грузовой насос разгружал бы группу из двух танковых отсеков, объемы которых можно было бы сделать примерно одинаковыми, чтобы уменьшить продолжительность загрузки и выгрузки судна. Длина танков ~ 27,4 м не намного превосходит 10% длины судна. В качестве чисто балластных могут быть оставлены одна средняя танка и одна пара бортовых танков. Все танки будут одинаковой длины. Только при решении какой-либо конструктивной задачи допускается, как неизбежность, неодинаковая длина отдельных танков.

Флоры делит каждый танк на три-четыре части. Промышлен шпанги и переборки танковой части и расстояние между флорами выбираются по возможности большими, чтобы уменьшить вес металлического корпуса, но не более 3,76 м. В рассматриваемом случае представляется возможным установить в каждом танке по три равных и по четыре продольных шпангоута со шпангой 3425 мм, тогда общая длина танков будет $8 \times 3,425 \times 7 = 191,8$ м.

Число продольных переборок обычно принимают в зависимости от ширины судна. По Правилам Английского Lloyd при ширине судна свыше 34 м требуются три продольные переборки. Известно, однако, случаи, хотя и немногочисленные, когда и при большей ширине (танкер *Tokyo Maru*, deadweight 150 000 т, ширина 47,5 м, см. § 70) были установлены только две продольные переборки. При двух продольных переборках расстояние между ними принимается 0,333В (*Tokyo Maru*) — 0,56В (по Норвежскому Веритас). Если предусмотрены три продольные переборки, расстояние между бортовыми переборками в переборкой в диаметральной плоскости принимают 0,25В—0,333В. У танкеров, спроектированных для перевозки тяжелых грузов, иногда принимается увеличенное расстояние между продольными переборками, чтобы разместить весь груз или большую его часть только в средних танках; бортовые танки в этом случае используются для приема балласта при всхождении судна без груза.

¹ Три грузовых насоса, каждый производительностью 3000 м³/час, установлены на танкере *Osaka Maru* deadweight 101 500 т, востроном профиле Kawasaki (Япония) в 1955 г.

Проектанту часто приходится обосновывать выбор расстояния между продольными переборками исходя из условий эксплуатации. Если известна минимальная дальность плавания судна $R_{\min}$, определяющая максимальную грузоподъемность танков, предназначенных для приема наиболее легкого груза $(V_{\Gamma p})_{\max}$, то разность между общим объемом танковой части V_t и объемом грузовых танков может рассматриваться как кубатура чисто балластных танков

$$V_{\text{бал}} = V_t - (V_{\Gamma p})_{\max}.$$

Проектант должен определить, при каких расстояниях между продольными и поперечными переборками величины $V_{\text{бал}}$ и $(V_{\Gamma p})_{\max}$ будут соответствовать действительным объемам танков. Для этого задаются обычно несколькими значениями $l_{\Gamma p}$ и $b_{\Gamma p}$ и в табличной форме выполняют расчеты объемов всех танков. Пригодность выбранных таким образом значений $l_{\Gamma p}$ и $b_{\Gamma p}$ должна быть в дальнейшем подтверждена расчетами удифферентовки судна.

§ 8. Количество и расположение грузовых насосных отделений

Существуют три принципиальные схемы выполнения грузовой системы: кольцевая, линейная и так называемая беструбная.

Кольцевую схему (рис. 13) применяют обычно на дизельных танкерах небольших и средних размеров. По этой схеме грузовые насосы

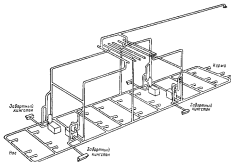


Рис. 13. Кольцевая схема грузовой системы танкера с двумя грузовыми насосными отделениями.

размещаются в двух насосных отделениях, которые вместе с бортовыми коффердамами разделяют грузовую часть судна на три группы танков; в каждой из них можно перевозить особый сорт груза. Прием груза, подаваемого на судно береговыми насосами, производится по перти-

кальным стоякам, присоединенным к кильцу, длинные стороны которого проходят в бортовых танках. Клинкеты на всех трубах, вошедших к грузовым и зачистным насосам, при этом перекрываются. Наличие несоблюдения приемных стояков с каждого борта позволяет принимать одновременно груз нескольких сортов; для выгрузки каждого сорта используются отдельные грузовые насосы. Кормовые насосные отделения размещают непосредственно в нос от машинного отделения. В нем устанавливают, кроме грузовых, поршневые зачистные насосы. Среднее грузовое насосное отделение, разделяющее танковую часть на две группы, оборудуют только паровыми поршневыми грузовыми насосами; зачистных насосов в этом отделении обычно нет.

Линейная схема грузовой системы (рис. 14) применяется обычно на всех турбинных и крузотопных дизельных танкерах. По этой

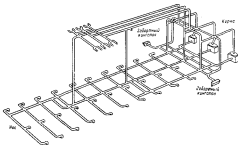


Рис. 14. Линейная схема грузовой системы танкера с одним (кормовым) грузовым насосным отделением.

схеме все грузовые насосы, как и все зачистные, устанавливают в одном кормовом грузовом насосном отделении, примыкающем к носу к машинно-котельному отделению. Паровые турбины с редукторами размещены в машинном отделении; в местах прохода приводных валов через переборку, а при вертикальном расположении — через платформу, разделяющую машинное и насосное отделения, устанавливают газонепроницаемые сальниковые уплотнения, предотвращающие проникновение взрывоопасных паров нефтепродуктов на насосное отделение и машинное. Сепарации различных сортов перекачиваемых грузов обеспечивается при линейной схеме газонепроницаемостью всех сварных швов переборок, а также отсутствием различных соединений на трубах грузовой и зачистной магистралей одного сорта груза, проходящих через танки «чуждого» сорта груза. Зачистные насосы предназначены для удаления из грузовых танков остатков груза, уже не засасываемых грузовыми насосами.

Беструбная грузовая система, или, вернее, грузовая система с переборочными клапанами, впервые была применена на масленых танкерах типа *Лемин* в 1930—1931 гг. После того как эта схема была использована в 1959 г. на танкере *Амфр* французской постройки и была отчет-

широко освещена в мировой судостроительной литературе, она получила довольно большое распространение на танкерах различных стран, предназначенных для перевозки одного сорта груза. Так как при выкачке груза танкер садится на корму, в рассматриваемой системе отсутствуют грузовые магистрали в танках, а в продольных и поперечных переборках предусмотрены клинкетные задвижки или другие быстрозапорные органы, управляемые обычно дистанционно. Грузовые насосы забирают груз только из ближайшего к ним среднего кормового танка, куда он непрерывно стекает из остальных танков. Для зачистки бортовых танков судно накрывают сначала на один, а затем на другой борт. Поскольку судно перевозит груз одного сорта, количество палубных грузовых магистралей уменьшается.

Кроме перечисленных основных схем грузовой системы, разработаны и продолжают разрабатываться различные их варианты.

На крупнотоннажных дизельных танкерах клинкетная грузовая система не применяется, так как оборудование насосного отделения, несомненно с машинным, мощными грузовыми насосами связано с большими трудностями. Продолжительность разгрузки полного количества груза на современных крупнотоннажных танкерах обычно устанавливается не более 10—12 час., что объясняется стремлением повысить экономичность их эксплуатации. В 1956 г. был опубликован [73] график зависимости суммарной производительности грузовых насосов от дедвейта танкера, которую можно выразить приближенной формулой

$$Q \approx 0,2 (DWT - 10\,000) \text{ м}^3/\text{час.}$$

Из этой формулы следует, что часовая производительность грузовых насосов танкеров дедвейтом более 40 000 т начинает превышать 13% дедвейта, что не подтверждается практикой мирового танкеростроения. Более верной для современного танкеростроения представляется формула

$$Q \approx 0,06 DWT + 500 \text{ м}^3/\text{час.}$$

§ 9. Количество и характер надстроек

В последнее время подвергают сомнению целесообразность оборудования танкеров средней рубкой, где размещаются ходовой мостик и жилые помещения старшего палубного персонала.

Отсутствие средней надстройки или рубки уменьшает не только вес самих надстроек (даже с учетом увеличения веса кормовой надстройки), но и расчетный изгибающий момент на полдеше волек, т. е. уменьшает вес основного металлического корпуса.

Размещение всех жилых и общественных помещений в кормовой надстройке позволяет значительно сократить вес бытовых систем и шлюпочного устройства, т. е. уменьшить стоимость постройки. Кроме того, это значительно повышает безопасность экипажа.

Центр тяжести судна без средней надстройки смещается несколько в корму. Это позволяет сместить в корму центр волнечины, увеличив волноту кормы и заострить носовые шпангоуты, что благоприятно сказывается на ходовых качествах танкера.

Иногда предъявляется требование, чтобы длина во просматриваемого из ходовой рубки пространства, перед носом судна, посаженного на реальный ялы по летнему грузовой марке, не превышала 1,0—1,25 длины между перпендикулярами; это обычно может быть выполнено у наиболее крупных танкеров при пяти- и шестипалубной кормовой надстройке.

Сдвинув в эксплуатацию в январе 1966 г. танкер *Tokyo Maru* японской постройки дедвейтом 150 000 т с длиной между перисидкулярами 290,0 м не имеет на баке, ни средней надстройки, как не имело ее множество меньших танкеров, построенных к этому времени в разных странах.

Опытом эксплуатации крупнотоннажных танкеров без средней рубки не установлено, что с увеличением размеров кормовой надстройки, в частности высоты, увеличивается ее накрывающая, а также задымленность открытых палуб.

Во Франции при постройке серии дизельных одновитковых танкеров дедвейтом 45 000 т (*Alain, Polaire, Rigel* и др.) без средней надстройки, чтобы уменьшать задымленность палуб и достигнуть обзора в корму, вместо одной были установлены две высокие дымовые трубы обтекаемого профиля, смещенные обычно далеко в корму. Ходовой мостик расположен на шестом ярусе кормовой надстройки. Благодаря этому длина не просматриваемого по носу судна пространства составляет 0,95L. В штурманской рубке предусмотрено специальное кормовое смотровое окно. Две дымовые трубы установлены и на ряде крупнотоннажных турбинных танкеров французской постройки; на танкерах серий *Sifala, Sirella* и *Olympic Freedom* дедвейтом 85 000 т, длина которых в эксплуатации была изменена в 1964 г. На построенном в Голландии в 1963 г. танкере *Esso den Haag* дедвейтом 90 000 т, на танкере *Amajia Maru* дедвейтом 121 450 т (завод Хитати Зосен, Япония, 1963 г.) и на многих других также установлены две дымовые трубы.

Интересной архитектурной особенностью крупнотоннажных танкеров с чисто кормовым расположением всех жилых помещений и мостиков является отказ от многоуровневости жилой кормовой надстройки и размещение ходового мостика на специальных башнях. Таковы итальянский дизельный танкер *Carlo Cappel* и построенный в Англии для норвежского заказчика танкер *Borgesen*.

Следует упомянуть здесь еще об одном новом архитектурном решении — на танкере английской постройки конца 1964 г. *Texas Maru* дедвейтом 90 000 т вместо открытого переходного мостика от юта до бака устроен подпалубный туннель. Аналогичные туннели приняты также на танкерах *Regent Liverpool* и *Regent Pembroke* дедвейтом 61 000 т. В эти туннели выделено дистанционное управление перепускными переборочными клапанами и приемниками грузовой системы.

§ 10. Характер палубной линии (седловатость палубы, погибь бимсов)

Международные Правила о грузовой марке, нашедшие отражение в Правилах Регистра СССР, устанавливают зависимость минимальной высоты надводного борта от длины танкера и различных принятых на нем конструктивных решений. Важнейшая поправка к табличной высоте надводного борта, достигающая 15—20%, вносится в зависимости от характера палубной линии, т. е. от величины отклонений действительной седловатости палубы от стандартной (см. § 26).

Правила мирового танкеростроения выявляют за последние годы отчетливую тенденцию строить танкеры, в особенности крупнотоннажные, или вовсе без седловатости, или с незначительным подъемом оконечностей — в меру погиба бимсов для минимума погиба.

Поскольку отсутствие седловатости приводит к возмущению надводного борта, у танкеров с минимальным надводным бортом при набранной осадке увеличивается и высота борта, т. е. уменьшается

отношение $\frac{f}{B}$, а следовательно, возрастает жесткость корпуса. Увеличение высоты борта обуславливает возрастание подпалубного объема в средней части судна, а отсутствие седловатости — уменьшение подпалубных объемов оконечностей. В результате увеличивается грузоподъемность судна и создаются условия, благоприятствующие выделению в районе дидела пустых танков, что в конечном счете позволяет уменьшить вес корпуса судна, так как при этом уменьшается расчетный изгибающий момент.

Таким образом, в большинстве случаев отсутствие седловатости не только не увеличивает вес судна порожнем, но, наоборот, позволяет уменьшать расход металла и понижать строительную стоимость судна. Последовательное стремление сплести к минимуму расход стали на металлический корпус привело к созданию с конца 1963 г. танкеров с избыточным надпалубным бортом.

Технологические соображения говорят в пользу отказа от седловатости палубы, так как это позволяет унифицировать ряд корпусных конструкций. По этим же соображениям стандартную параболическую линию седловатости иногда заменяют ломаной, составленной из трех примыкающих участков.

Поскольку при постановке судна на волну кривая изгибающих моментов проходит через максимум в районе миделя, представляет интерес исследование целесообразности постройки танкеров с верхней палубой арочного типа и расположением вершины арки у миделя, т. е. с «отрицательной» седловатостью, чтобы добиться таким путем уменьшения веса металлического корпуса.

Седловатость палубы бака и очертание конырька должны быть выложены так, чтобы предотвратить чрезмерную заливаемость палубы (см. § 26 и рис. 52).

Очертание бака обычно по параболу, стандартная погоня бака равна одной пятнадцатой ширины судна. Часто по технологическим соображениям параболу заменяют ломаной линией, сохраняя стрелку погоня порядка $B/30$.

Определение водоизмещения, дедвейта и чистой грузоподъемности в стадии предэскизного проектирования

§ 11. Водоизмещение, дедвейт, чистая грузоподъемность

Рассмотрим, как по принятой или заданной чистой грузоподъемности определить полное водоизмещение.

Наибольшее возможное количество груза, которое может быть принято танкером в порту, на заданное расстояние с заданной скоростью хода и соблюдением требований безопасности эксплуатации судна, называется чистой, или полезной, грузоподъемностью танкера. При изменении дальности плавания или скорости хода судна изменяется запас топлива и других расходных материалов, за счет чего может быть изменена полезная грузоподъемность. Иногда при изменении сорта груза (например, при перевозке бензина вместо мазута) отпадает или возникает необходимость заполнять балластной водой концевые коффердамы, ограничивающие такую часть судна. В результате изменяется весовая нагрузка танкера и его полная грузоподъемность, являющаяся, таким образом, переменным грузом.

Сумма весов всех переменных грузов, которые могут быть приняты судном, называется его дедвейтом, или полной грузоподъемностью. Согласно действующим правилам составления весовой нагрузки транспортного судна дедвейт включает как подлежащие перевозке полезные «транспортные» грузы (в том числе пассажиров с багажом), так и хозяйственные.

Дедвейт танкером, перевозящих нефтепродукты I разряда, т. е. с температурой вспышки не более 65°C, включает также вес водяного балласта в носовом и кормовом коффердамах, принимаемого по правилам прохождения судов через Суэцкий канал.

Сопоставляя танкеры, спроектированные и построенные в Советском Союзе, с танкерами иностранной постройки, следует иметь в виду, что понятия дедвейт и водоизмещение порожнем в СССР и за границей не совпадают. В иностранной практике принято некоторые веса, входящие у нас в состав водоизмещения порожнем, включать в дедвейт. Таковы, например, веса запасных частей, поставки которых на судно не предусматриваются. Принципами классификационных обществ, веса жилых грузов в котлах и механизмов, вес воздуха в грузовых помещениях и т. д. В результате дедвейт одного и того же судна по иностранным нормам больше, чем по принятым в Советском Союзе. Различия в составе и величине дедвейта сказывается на производных от него технико-эксплуатационных и экономических показателях — коэффициенте дедвейта, удельных затратах, металло- и капиталовложениях на 1 т дедвейта и т. д.

Независимо от системы определения весов, образующих дедейт, сумма дедвейта DW и веса судна порожнем $D_{\text{кор}}$ составляет полное водоизмещение танкера¹

$$D = D_{\text{кор}} + DW. \quad (9)$$

Поэтому танкеры с одной грузовой осадкой (по легкой грузовой марке) имеют один спецификационный дедейт. Что же касается судов с двумя грузовыми осадками (например, сухогрузные открыто-закрытого шестатердецкого типа), то у них каждой осадке соответствует свой дедейт. У таких судов полное водоизмещение при каждой осадке складывается из постоянного водоизмещения порожнем, переменного дедвейта и переменного балласта.

Поскольку в дедейт, кроме полезного, входят переменные грузы — запасы топлива, воды, масла и пр., — количество которых соответствует скорости хода и дальности плавания, полезная грузоподъемность возрастает при сокращении дальности плавания и уменьшается при ее увеличении.

Размеры танкеров обычно характеризуются не водоизмещением или полезной грузоподъемностью, а дедейтом, так как его величина более определенная — она не зависит ни от дальности плавания, ни от скорости хода, ни от сорта перевозимого груза. В иностранной практике часто по дедейту определяют главные размеры танкера и мощность силовой установки; к нему относят проектный вес, строительную стоимость и другие технико-эксплуатационные и экономические показатели.

Это представляет некоторые удобства для эксплуатационников, рассматривающих дедейт как полезную грузоподъемность и считающих более наглядным, если расходы топлива, металла, эксплуатационные расходы и т. д. отнесены к 1 т дедейта. Судостроителям же несравненно удобнее, особенно в начальной стадии проектирования танкера и его силовой установки, пользоваться не дедейтом, а полным водоизмещением судна.

Проектное задание на предпроектную проработку танкера содержит обычно дедейт судна, скорость хода, или мощность главного двигателя, а, наконец, дальность плавания, но не фиксирует водоизмещения. Поэтому уже на самой ранней стадии проектирования танкера необходимо определить в первом приближении ожидаемое полное водоизмещение, при котором можно успешно выполнять перечисленные требования задания.

§ 12. Определение в первом приближении дедейта

Теория проектирования судов дает ряд приближенных решений для определения водоизмещения судна, изложенных в трудах Бубнова, Прокопютина, Пагуда, Лаптева, а также в статьях отечественных и иностранных журналов. Некоторые из этих решений (методы Бубнова, процитированные — интерполированные) приводят к достоверным результатам лишь при наличии близкого или «исправленного» прототипа. Однако не всегда проектант располагает близким прототипом (по архитектурному типу, типу силовой установки, грузоподъемности, скорости

¹ На ряде грузовых судов, например лесовозов, вес водного балласта, предназначенного для дифферентирования судна или обеспечения остойчивости, не исключается из дедейта, ни в водоизмещении порожнем. У танкеров водный балласт, обеспечивающий при полной их загрузке шестатердецкий осадок, принято исключать из дедейта; в таких случаях формула (9) справедлива для любых режимов загрузки судна.

хода, плавности плавания, удельной погрузочной кубатуре) и его весовой нагрузкой. Как уже указывалось, вес судна порожнего и связанное с ним полное водоизмещение в значительной степени зависят от выбранной для основного корпуса марки стали, а также от эксплуатационных требований, например способности судна идти в битом льду за ледоколом, ограничения его осадки, которые не всегда совпадают с принятыми для танкера-прототипа. Если не учесть особенностей конструкции и условий эксплуатации судна при определении в первом приближении дедвейта и водоизмещения танкера, то главные размеры придется определять в несколько этапов. Это может быть вызвано необходимостью уточнить после первого этапа расчетов принятые дед-

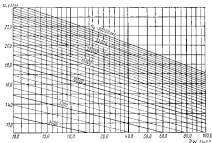


Рис. 13. График Маморгана зависимости между мощностью, дедвейтом и эксплуатационной скоростью хода однодвигательных танкеров.

вейт и водоизмещение, чтобы приблизиться к заданной чистой грузоподъемности, обеспечить необходимую кубатуру танков и т. д. Первая задача проектианта — определить в первом приближении дедвейт танкера

$$DW = P_{гр} + P_t + \Sigma P, \quad (10)$$

где $P_{гр}$ — полезная грузоподъемность, т; P_t — запас топлива, т; ΣP — остальные составляющие дедвейта — запас масла, компрессорно-агрегатной и пресной воды, вес экипажа с багажом, провизии и других расходных материалов.

Запас топлива определяется уравнением

$$P_t = 10^{-3} (1 + \alpha) (1 + \beta) g_t N_s \frac{R}{v_s}, \quad (11)$$

где N_s — полная эксплуатационная мощность главных или главных двигателей, э. л. с.; g_t — удельный расход топлива главным двигателем (кг/э. л. с.-час), отнесенный к полной мощности N_s ; $1 + \beta$ — коэффициент, учитывающий расход топлива вспомогательными механизмами и другими потребителями в ходовое и стояночное время, в том числе на слив груза, мойку и пропаривание танков; R — дальность плавания, миль; v_s — эксплуатационная скорость хода с грузом, уз/ми;

в начальной стадии проектирования можно положить $\sigma_0 = 0,95 \sigma_{\text{ном}}$; ($\sigma_{\text{ном}}$ — скорость хода в полном грузу на испытаниях при мощности N_0 , з. л. с.); σ — морской запас в долях от единицы.

Величины R , σ , α обычно определены техническим заданием, μ , β принимаются по данным статистики, а величина мощности N_0 должна быть определена в первом приближении.

В стадии проектирования, когда водонизмещение, дейдвейт и главные элементы судна еще неизвестны, необходимую мощность, являющуюся двигателей можно выбрать в первом приближении по графику Минор-

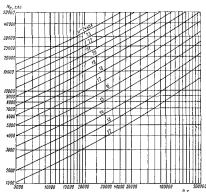


Рис. 16. График Джонсона и Рамбла зависимости между мощностью, водонизмещением и скоростью хода (для танкеров).

ского (рис. 15). Поскольку для определения по этому графику действительной мощности главного двигателя N_0 требуется знать дейдвейт, его можно приблизительно оценить, увеличив заданную полезную грузоподъемность примерно на 6,5—10% для турбинного танкера и на 5—8% для дизельного. График Минорского предусмотрен для однонитовых танкеров; в случае двухнитового танкера следует увеличивать определенную по графику мощность примерно на 6—8%. Если известно водонизмещение танкера, можно оценить необходимую мощность по графику Джонсона и Рамбла [65], перестроенному автором (рис. 16).

Что же касается последнего члена ΣP в формуле (10), то он составляет у крупнотоннажных танкеров всего 0,7—2,0% DW , а у среднетоннажных 2—4% DW ; по абсолютной величине ΣP изменяется весьма незначительно. В первом приближении можно положить для всех танкеров грузоподъемностью 10 000—100 000 т

$$\Sigma P = 400 \div \frac{DW}{200} \text{ м.} \quad (12)$$

Входящая в формулу (11) величина $(1+\sigma)$ определяется условиями эксплуатации судна и оговаривается обычно в задании на проектирование. Например, при 15% морского запаса $1+\sigma \approx 1,15$. В последнее время наблюдается тенденция не принимать на судно явного морского запаса топлива, особенно на круговой рейс (туда — с грузом, обратно — в базу). Сочетание в формуле (11) полной мощности главного двигателя N_g и эксплуатационной скорости хода v_0 создает обычно достаточный морской запас.

Коэффициент $1+\mu$ зависит от типа силовой установки и может быть принят:

- $1+\mu=1,05$ — при турбинной установке, так как удельный расход топлива g_0 на 1 з.л.с.-час полной мощности включает обычно расход топлива на все ходовые нужды;
- $1+\mu=1,15$ — при дизельной установке, у которой в ходовое время, кроме главного, работают вспомогательные тепловые двигатели.

Таким образом, дедвейт танкера может быть определен обычно с погрешностью не более $\pm 2\%$, что достаточно для первого приближения.

§ 13. Определение в первом приближении водоизмещения и коэффициента дедвейта

Полное водоизмещение танкера D можно определить делением килевого D_{KF} на коэффициент утилизации водоизмещения по дедвейту $\eta_{дв}$:

$$D = \frac{D_{KF}}{\eta_{дв}}. \quad (13)$$

Величину коэффициента утилизации $\eta_{дв}$ можно снимать для предварительных расчетов с графика рис. 8 или с номограммы рис. 9.

Чтобы быстро приближенно рассчитать полное водоизмещение одностопового танкера трехстворчатого типа с неограниченной осадкой и нормальными соотношениями главных размеров по заданным полной грузоподъемности, дальности плавания и скорости хода, не определяя дедвейта танкера, можно с учетом замечаний, сделанных в § 3, пользоваться номограммой рис. 6 [8].

Примеры на номограмме соответствуют танкерам: *I* — *Sologna* голландской постройки и *II* — *Alfalané*, построенному в 1961 г. в Швеции, при условии изготовления их корпусов из стали с пределом текучести 36 кг/мм².

Отношение дедвейта судна к его полному водоизмещению, называемое коэффициентом утилизации водоизмещения по дедвейту, или, сокращенно, коэффициентом дедвейта, является важным техническим показателем грузопых судов, связанным с затратой материалов на 1 т дедвейта. Если коэффициент дедвейта

$$\eta_{дв} = \frac{D_{KF}}{D},$$

то металлоемкость танкера

$$\frac{D_{мет}}{D_{KF}} = \frac{D - D_{KF}}{D_{KF}} = \frac{1}{\eta_{дв}} - 1.$$

Величина $\eta_{дв}$ изменяется в довольно широких пределах (0,68–0,86) в зависимости от размеров танкера, его архитектурного типа (в это

воинне входит в тип силовой установки), от материала корпуса, дополнительных требований к прочности и оборудованию судна, скорости хода и мощности силовой установки и т. д. Трудно создать формулу или график, с достаточной точностью отражающих сложную зависимость коэффициента дедеита от перечисленных факторов.

В иностранной литературе приводится ряд графиков для определения влияния на $\eta_{\text{дв}}$ одного или двух факторов. На рис. 8 воспроизведен, например, график профессора Мичиганского университета (США) Бенфорта, характеризующий зависимость $\eta_{\text{дв}}$ от дедеита и установленной мощности. График был опубликован в 1957 г. и отражает опыт постройки танкеров в США до 1952 г. В отношении танкеров с дедеитом более 40 000 т этот опыт был в США весьма ограниченным. Не располагая фактическими данными, Бенфорд экстраполировал графически кривые коэффициента дедеита до $DW \leq 100\,000$ т.

Вряд ли может быть принята для приближенного определения $\eta_{\text{дв}}$ и предложенная английским судостроителем Мауро-Смитом [72] зависимость, связывающая коэффициент дедеита с отрицательной скоростью следующим образом:

$$\eta_{\text{дв}} \approx m - n \frac{v_0}{VL},$$

где $m=0,965$, $n=0,15$, L — длина, м, а v_0 — эксплуатационная скорость хода, уз/мч.

Выражения против такой зависимости заключаются в том, что, во-первых, ею недоучитывается влияние на $\eta_{\text{дв}}$ абсолютных размеров танкера, а во-вторых, в начальной стадии проектирования, когда еще неизвестны водоизмещение и длина танкера, ею можно пользоваться лишь по методу последовательного приближения. Наконец, в формуле Мауро-Смита коэффициент дедеита неограниченно возрастает, стремясь к значению m и m же при какой длине не достигает минимума.

По данным отечественного и зарубежного танкостроения к началу 1966 г. для оценки величины коэффициента дедеита в начальной стадии проектирования построена номограмма (рис. 9), на которой показана зависимость $\eta_{\text{дв}}$ от четырех основных факторов: скорости хода судна $v_{\text{хд}}$, водоизмещения танкера D , типа силовой установки и марки стали корпуса. Номограмма построена применительно к современным одновалушным танкерам с неограниченной осадкой, нормальным соотношением главных размеров и двумя продольными переборками; предполагается, что корпус танкера не имеет специальных креплений для плаванья во льдах. При иных архитектурных или конструктивных особенностях проектируемого танкера значение коэффициента дедеита можно скорректировать, введя следующие поправочные множители:

$k_1=0,998$ — за ледовые подкрепления корпуса на клеве L (ход судна в битом льду за ледиком);

$k_2=0,995$ — за отсутствие гирзов у продольных или у поперечных переборок;

$k_3=1,010$ — за отсутствие средней надстройки.

Корректировка водоизмещения в последующих стадиях проектирования вряд ли изменит определенный, как указано выше, коэффициент дедеита более чем на $\pm 1,5\%$.

Практика мирового танкостроения показывает, что у танкеров, построенных до 1962 г., коэффициент дедеита достигал максимального значения $\eta_{\text{дв}}=0,78-0,80$ при $DW=50\,000-70\,000$ т.

Зарубежный опыт постройки и эксплуатации крупнотоннажных танкеров, приобретенный за 1962—1964 гг., выявил возможность зна-

чительного увеличения их осадки и соответственно дедефта при почти неизменном весе судна кораблем. Так, например, при спуске на воду танкера *Esso Spain* в мае 1962 г. его осадка в грузу была установлена 14,28 м и дедфит 88 000 т¹, а при сдаче в эксплуатацию в октябре того же года осадка была увеличена до 14,50 м, чему соответствовал дедфит² 90 840 м·т. Сданный в эксплуатацию в июне 1963 г. однотипный танкер *Esso Demischland* имел разрешенную осадку 14,59 м (при тех же, что и на *Esso Spain*, длине и высоте борта) и дедфит³ 91 630 т. При весе кораблем обвеса танкеров около 22 300 т коэффициент дедфита возрос с 0,798 до 0,803, а затем до 0,805. У танкера *Nizabo Mugi* дедфитом 132 330 т первоначальная осадка возросла с 16,13 до 16,53 м, а коэффициент дедфита с 0,793 до 0,798.

Следует, кроме того, отметить, что правила Английского Ллойдс, Норвежского Веритас и некоторых других классификационных обществ, введенные в действие в 1962 и 1964 гг., допускают уменьшение толщины верхней палубы и днища при переходе на сталь повышенного сопротивления.

Существование максимума у кривых $\eta_{\text{дв}} = f(DW)$, связанного с тем, что при увеличении размеров танкеров расход стали на 1 т дедфита сначала убывает, а затем, начиная с некоторого «критического» дедфита, вновь возрастает, привлекло внимание ряда зарубежных авторов [52, 62 и др.]. По графику Абрахамсена и Велслера $\eta_{\text{дв}}$ проходит через максимум при водоизмещении — 70 000 т, но Гаско — при $DW = 70 000$ т.

Такой характер изменения веса стали в корпусе танкера, который можно описать или изобразить на графике пологой выпуклой кривой, обладающей максимумом, после которого $\eta_{\text{дв}}$ начинает медленно падать, а затраты металла на 1 т дедфита расти, можно объяснить следующим. Вес эквивалентного бруса, составляющий меньшую часть веса металлоемкого корпуса, пропорционален произведению DL , т. е. примерно четвертой степени линейных размеров судна. Большая же часть веса возрастает пропорционально линейным размерам и степени между $2^{1/2}$ и $2^{3/4}$. По мере увеличения линейных размеров соотношение между этими частями меняется, причем вес корпуса, увеличивающийся вначале медленнее водоизмещения, с момента, когда дедфит достигает «критического» значения, растет быстрее дедфита, т. е. металлоемкость сначала падает до некоторого минимума, а затем начинает медленно расти.

Чтобы сдвинуть критический дедфит «вправо», т. е. уменьшить металлоемкость крупнотоннажных танкеров и увеличить коэффициент дедфита, применяют сталь повышенного сопротивления, изменяют архитектурно-конструктивный тип танкеров, добиваясь уменьшения расчетного изгибающего момента на полке, упрощают грузовую систему и т. д. Как показывает практика мирового танкостроения, эти же мероприятия удается значительно повысить критический дедфит (см. рис. 9).

¹ «Hansa», 1962, № 10, стр. 1023.

² «Hansa», 1962, № 22, стр. 2260—2262.

³ «Hansa», 1963, № 16, стр. 1583—1585.

Ходность танкеров

§ 14. Графики и номограммы для приближенного определения ходности танкеров

Расчеты ходности судна относятся к числу наиболее сложных и трудоемких, так как на достижимую скорость хода судна оказывают влияние многочисленные и разнообразие факторы, малый и точный учет которых в начальной стадии проектирования невозможен. Впрочем, определение ходности судна в любой стадии проектирования является приближенным. В начальной стадии для расчетов ходности часто применяют адмиралтейскую формулу

$$N_p = \frac{D^{5/3} v^3}{C_A} \text{ л. с. с.}, \quad (14)$$

позволяющую определять N_p или v , если имеется возможность по близкому прототипу оценить адмиралтейский коэффициент C_A . Для танкеров хорошие приближения дает график Мандерсого (рис. 16), в котором скорость хода рассматривается как функция от водоизмещения, а дейдвейта и установочной мощности.

Номограмму для быстрого предварительного расчета мощности, потребной для сообщения одноплетовому танкеру заданной скорости хода, предложил шведский инженер Линдстрем [66]. Она построена на базе адмиралтейской формулы, но с измененными показателями степеней при D и v , и включает промежуточный график величины адмиралтейского коэффициента в зависимости от относительной скорости $\frac{v}{V_1}$ и коэффициента Φ общей волатности судна. Промежуточный график построен приблизительно к обычным для танкеров координатам пятидесятих годов соотношениям главных размеров $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$, а также общему продолжению палубы к центру волатности; предполагается также, что между числом оборотов гребного винта n и длиной судна L , выраженной в м, существует «нормальное» соотношение

$$n_{\text{норм}} = 160 - 0,3L \text{ об/мин.}$$

Если действительное число оборотов n превышает $n_{\text{норм}}$ на 5%, Линдстрем рекомендует увеличивать мощность N_p на 1%.

Порядок определения мощности по номограмме (рис. 17) следующий:

1) соединяют прямой линией точку, соответствующую водоизмещению V м³ (на правой стороне левой шкалы), с точкой A , соответствующей скорости хода v , далее отмечают точку пересечения этой прямой со вспомогательной линией I (точка E);

2) через точку A проводят горизонталь (вправо) до пересечения с линией длины танкера L в точке B ;

- 3) проектируют точку B по вертикали до встречи в точке B' с линией принятого коэффициента общей полноты Φ ;
- 4) проектируют точку B' по горизонтали вправо до пересечения в точке C со вспомогательной линией H ;
- 5) соединяют прямой линией точки C и E ; продолжают эту прямую до пересечения с левой шкалой мощности N , в точке D ; снимают зна-

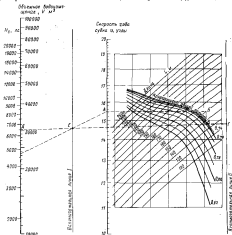


Рис. 17. Номограмма Лайднера для предварительных расчетов мощности однотопного танкера с частотой оборотов требуемого винта $n=160-0.3L$, об/мин.

Пример. $V=20\,000$ м³; $L=180$ м;
 $\tau=15.5$ дней; $N_p=6000$ л. с.;
 $L=180$ м; $n=113$ об/мин.

чение N_p и, если требуется, корректируют его по соотношению между действительным и нормальным числом оборотов.

Недостаток номограммы Лайднера заключается в том, что высокие скорости хода считаются возможными только при больших длинах танкера

при $\sigma=16$ 17 18 19 м/с.
 $L \geq 160$ 184 206 228 м,

а низкие скорости хода — при небольших длинах

при $\sigma=14$ 13 12 11 м/с.
 $L \leq 117$ 186 160 135 м,

что лишает номограмму универсальности.

Другим недостатком номограммы представляется то, что она не дает возможности оценить необходимую мощность танкеров с коэффициентом общей полноты менее 0,74.

Из номограммы Линдгрёма видно, что увеличение коэффициента общей полноты танкера при неизменном водоизмещении и постоянной длине довольно сильно сказывается на ходовых качествах судна, особенно при $\Delta > 0,76$.

Однако еще большее влияние на величину потребной мощности оказывает длина танкера. Поэтому весьма важно уже в начальной стадии проектирования по возможности учитывать ее при расчетах ходкости танкера. В сочетании со скоростью хода длина судна определяет такой важный фактор, как относительную скорость, измеряемую обычно числом Фруда

$$Fr = 0,5144 \sqrt{\frac{v}{g L_{\text{вкл}}}} \approx 0,1632 \frac{v}{\sqrt{L}} \quad (15)$$

где v — скорость хода, узлы; $L_{\text{вкл}}$ — длина корпуса по КВЛ, превышающая длину между перпендикулярами одноярусных судов L на 1,5—2%; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Относительная скорость заметно влияет на величину коэффициента волнового сопротивления судна, а следовательно, на его ходкость.

§ 15. Характеристика работоспособности судна. Транспортный момент

Ходовые качества судна характеризуются удельным сопротивлением $\frac{R}{D}$ на 1 т водоизмещения, зависящим от размеров судна, его осадки и глубины воды¹. С другой стороны, ходовые качества характеризуются propulsionным коэффициентом $\eta_{\text{полн}}$, т. е. отношением эффективной мощности буксировки EPH к мощности N_e на фланге двигателя, также безразмерной величиной, отражающей эффективность комплекса двигатель — вал — судно — двигатель.

Если выразить эффективную мощность EPH через полное сопротивление R и скорость хода танкера на испытаниях $EPH = aRv_{\text{полн}}$, то безразмерной величиной $\eta_{\text{полн}}$, $\frac{R}{D}$ может быть придан вид

$$\frac{v_{\text{полн}}}{R} = a \frac{Rv_{\text{полн}}}{N_e} \frac{D}{R} = a \frac{Dv_{\text{полн}}}{N_e} \text{ т-даны/з. л. с.} \quad (16)$$

В. В. Ашик [8] назвал произведение $Dv_{\text{полн}}$ транспортным моментом. Отношение транспортного момента к мощности на фланге двигателя можно рассматривать как характеристику работоспособности 1 л. с. силовой установки судна. Обратную ей величину $\frac{N_e}{Dv_{\text{полн}}}$ называют удельной мощностью.

Минус, что величина удельной мощности или характеристика работоспособности $\frac{Dv_{\text{полн}}}{N_e}$ могут рассматриваться как критерии «всхожести»

¹ По Тейлору, глубина воды d при ходовых испытаниях должна быть не менее $d > 33,6 \sqrt[3]{Fr}$, а ($d \geq L$, м).

ского качества» транспортного судна, глубоко ошибочно, поскольку каждый из них, как показывает анализ данных эксплуатации большого количества построенных судов, изменится в весьма широких пределах. Например, характеристика работоспособности танкеров изменяется, грубо говоря, от 30 до 120 т-дней/з. л. с. в зависимости от ряда конструктивных или эксплуатационных особенностей. Основным фактором, определяющим величину характеристики работоспособности 1 з. л. с. силой установки танкера, который может быть учтен уже в начальной стадии проектирования, является относительная скорость судна, выражаемая числом Фруда.

Если построить в координатных осях $(Fr, \frac{D_{фруда}}{N_e})$ график (рис. 18), используя с этой целью данные о построенных в последние годы танкерах (табл. 17), то окажется, что отдельные точки мало удалены от средней статистической кривой, удовлетворяющей уравнению

$$\frac{D_{фруда}}{N_e} = \frac{6,1}{Fr - 0,10} - 10,0 \text{ т-дней/з. л. с.} \quad (17)$$

Таблица 17
Относительная скорость и характеристика работоспособности $\frac{D_{фруда}}{N_e}$ некоторых японских и иностранных танкеров

№ пп.	Название танкера	Год постройки	Водоизмещение D , т	Длина L , м	Мощность N_e , з. л. с.	Скорость хода V , узлы	Относительная скорость $Fr = 0,185 \sqrt{\frac{D_{фруда}}{N_e}}$	Характеристика работоспособности $\frac{D_{фруда}}{N_e}$
1	<i>Democritus</i>	—	35 250	138,0	3 400	12,5	0,188	57,7
2	<i>British Fern</i>	1964	28 900	161,5	7 500	15,33	0,196	112,8
3	<i>Orpheus</i> и <i>Olympus</i>	1965	~ 33 000	~ 185,0	20 000	~ 21,5	~ 0,203	~ 28,5
					12 300	—	—	—
4	<i>Tyrol</i>	1961	33 700	180,0	14 000	17,6	0,195	43,4
5	<i>Barathea</i>	1960	29 800	188,0	10 000	18,7	0,193	39,4
6	<i>Presidente Efraim Pereira</i>	1964	41 600	192,0	15 000	17,2	0,193	47,6
7	<i>Robiana</i>	1964	45 380	195,0	18 000	17,7	0,197	44,6
8	<i>Amor</i>	1963	52 000	205,0	16 500	17,3	0,198	54,5
9	<i>Rayette</i>	1960	53 276	205,0	17 500	16,9	0,193	51,5
10	<i>Mur</i>	1960	51 820	204,0	17 500	17,3	0,198	51,0
11	<i>AOLP Tivoli</i>	1964	61 000	216,0	18 000	17,2	0,192	66,5
12	<i>Tai Maru</i>	1962	69 950	205,0	16 000	20,5	0,188	61,4
13	<i>Orphe</i>	1963	~ 63 000	217,9	16 000	18,0	0,177	63,0
14	<i>Orphe</i>	1963	62 000	214,0	16 000	17,2	0,192	66,6
15	<i>Feeder Nizkor</i>	1964	~ 60 000	216,0	19 000	17,4	0,194	35,7
16	<i>Amor & Riddell</i>	1965	64 630	214,0	18 000	20,5	0,184	70,2
17	<i>Maki Yaman</i>	1964	63 900	214,7	18 000	16,6	0,187	59,6
18	<i>Prima Maersk</i>	1965	66 250	224,3	17 600	17,0	0,185	64,6
19	<i>Amor</i>	1964	69 000	227,1	19 000	17,0	0,184	61,7
20	<i>Consolidation</i>	1964	69 300	225,0	18 000	16,5	0,180	63,2
21	<i>Carle Carvill</i>	1964	116 433	353,0	23 200	16,5	0,1666	76,0
22	<i>Yamashita Maru</i>	1964	117 600	346,0	23 600	16,5	0,172	70,4
23	<i>Yoshi Maru</i>	1962	163 000	276,0	28 000	16,0	0,1575	90,0
24	<i>Tokyo Maru</i>	1965	182 500	290,0	30 000	16,4	0,1575	99,7

Примечание. В скобках даны эксплуатационные мощности. Скорости об эксплуатации указаны в литературе попутно.

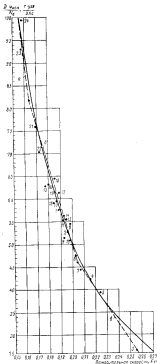


Рис. 18. Зависимость характеристики работоспособности 1 з.д.с. силовой установки плавки $\frac{P_{max}}{N_s}$ от относительной скорости судна V/V_{nom} (цифры на графике соответствуют номерам плавков в табл. 17).

Кривая, выраженная этим уравнением (гипербола), может быть для удобства последующих расчетов заменена тремя прямыми, аппроксимирующими верхнюю a , среднюю b и нижнюю c части гиперболы

$$\left. \begin{aligned} \frac{Dv_{\text{max}}}{N_s} &= 430 - 2130 \text{ Fr} \text{ для } \text{Fr} < 0,164 \\ \frac{Dv_{\text{max}}}{N_s} &= 222 - 860 \text{ Fr} \text{ для } 0,164 \leq \text{Fr} \leq 0,205 \\ \frac{Dv_{\text{max}}}{N_s} &= 126 - 390 \text{ Fr} \text{ для } \text{Fr} > 0,205 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

причем отклонения точек графика от этих прямых лежат в пределах точности располагаемых сведений о ходовых качествах танкеров и их водоизмещении. В табл. 17 и на рис. 18, наряду с зарубежными, даны советские танкеры серийной и индивидуальной постройки как в Советском Союзе, так и за рубежом.

Стабильный характер соотношения $\frac{Dv_{\text{max}}}{N_s} = f(\text{Fr})$ позволит использовать найденные статистические соотношения для определения в первом приближении скорости хода танкера по известным D , N_s и L или определять мощность N_s , если в задании на проектирование фиксирована скорость хода v_{max} . График рис. 18 позволит также судить о технической прогрессивности проектируемого танкера. Так, если точка, соответствующая какому-либо танкеру, лежит выше осредняющей линии графика, то это означает, что определенный «транспортный момент» Dv_{max} достигается при сравнительно малой мощности силовой установки, т. е. что судно по характеристике работоспособности технически прогрессивно. Точка, лежащая ниже осредняющей линии, свидетельствует либо о недостаточной скорости хода, либо о слишком высокой мощности, что приводит к противоречивым выводам.

Формулы (18) носят приближенный характер, однако отдельные отклонения от приведенных закономерностей объясняются не только их приближенностью или неточностью сведений о танкерах, но и специфичностью обводов судна, их остротой, особенностями положения центра величины по длине судна, ограниченностью осадки и т. д., т. е. факторами, которые не могут быть учтены в начальной стадии проектирования. Однако, поскольку эти отклонения редко достигают $\pm 2\frac{1}{2}\%$, представляется возможным пользоваться предложенными формулами для определения в первом приближении скорости хода танкера, достигнутой при выбранной мощности силовой установки.

§ 18. Графики и номограммы ходности

Из формул (18) могут быть выведены выражение для достигнутой скорости хода танкера

$$\left. \begin{aligned} v_{\text{max}} &= \frac{430}{\frac{D}{N_s} + \frac{348}{V^3 L}} \text{ узл. для } \text{Fr} < 0,164 \\ v_{\text{max}} &= \frac{222}{\frac{D}{N_s} + \frac{140,4}{V^3 L}} \text{ узл. для } 0,164 \leq \text{Fr} \leq 0,205 \\ v_{\text{max}} &= \frac{126}{\frac{D}{N_s} + \frac{83,6}{V^3 L}} \text{ узл. для } \text{Fr} > 0,205 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

или для потребной мощности, если задана скорость хода,

$$N_p = \frac{D}{\frac{430}{v_{\text{ход}}} - \frac{348}{V L}} \text{ л. с. с. для } Fr < 0,164$$

$$N_p = \frac{D}{\frac{222}{v_{\text{ход}}} - \frac{140,4}{V L}} \text{ л. с. с. для } 0,164 < Fr < 0,205$$

$$N_p = \frac{D}{\frac{126}{v_{\text{ход}}} - \frac{63,6}{V L}} \text{ л. с. с. для } Fr > 0,205$$
(20)

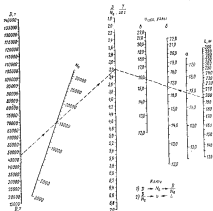


Рис. 19. Номограмма для определения и приближенного скорости хода обтекаемого тела.

а — при $Fr < 0,164$
 б — при $0,164 < Fr < 0,205$
 в — при $Fr > 0,205$

При мор. D — 40 000 кг; L — 100,0 м;
 $N_p = 10 000$ л. с. с.; $v_{\text{ход}} = 18,7$ для (линии б).

Для обобщения расчетов по формулам (19) и (20) построена номограмма (рис. 19), пользование которой понятно из приведенного на номограмме примера и ключа; выбор одной из шкал а, б или в не требует определения числа Фруда; из трех шкал выбирается та, по которой получается большая скорость хода.

В формулах (19) и (20) и на номограмме рис. 19 длина танкера рассматривается как величина, не зависящая от водоизмещения судна, скорости хода и коэффициента обшей волноты; между тем, ясно, что нельзя принимать длину танкера произвольно. В § 23 приводятся рекомендации различных авторов по выбору в первом приближении длины танкера. Ограничимся здесь указанием, что у скоростных однокотловых танкеров с обычными соотношениями главных размеров, т. е. не ускоренного типа, длина между переключателями L может быть определена в начальной стадии проектирования по приближенной формуле

$$L = \left(\frac{v_{max}}{11,4} + 6,6 \right) D^{0,286} \text{ м.} \quad (21)$$

Пользуясь номограммой рис. 19, можно определить достижимую скорость хода по методу последовательных приближений. Задаваясь вначале ожидаемой скоростью хода, определяют по формуле (21) длину танкера и уточняют по номограмме достижимую скорость хода, а по ней — длину судна. Можно сразу заложиться двумя, тремя значениями скорости, определять для каждого из них длину судна и достижимую скорость хода. Графическая интерполяция между исходными и конечными значениями скорости хода позволяет получать согласованное решение.

По формулам (19) и номограмме рис. 19 ходкость танкера можно определять только на стадии предпроектного проектирования, когда проектировщик располагает данными для более точных расчетов. На втором этапе проектирования, когда сопоставляют показатели нескольких вариантов главных размеров танкера, для обоснованного выбора одного из них выполняются более полные расчеты ходкости каждого рассматриваемого варианта.

§ 17. Методы быстрого оправдания в первом приближении ходкости танкера

Полный расчет ходкости судна состоит обычно из следующих этапов:

1) определения эффективной мощности буксировки ENP корпуса судна со всеми выступающими частями, с учетом дополнительных сопротивлений — встра, волн, руля и т. д.;

2) определения коэффициентов взаимодействия винта и корпуса;

3) расчета элементов винта и определения ходкости судна.

Выполнение этих расчетов представляет весьма трудоемкий процесс, для осуществления которого при обычном числе вариантов (9—12) требуется несколько дней. Это было бы оправдано, если бы в результате этих кропотливых вычислений можно было принять в качестве оптимального один из рассчитываемых вариантов. В действительности же расчеты дают возможность только сопоставления ходкости различных вариантов, причем оптимальным обычно оказывается не один из рассчитываемых, а некоторый промежуточный вариант, для которого требуются повторные расчеты.

Можно без существенного ущерба для точности конечного результата значительно упростить и ускорить предварительные расчеты ходкости, принимаемые при определении технико-экономических показателей сопоставляемых вариантов.

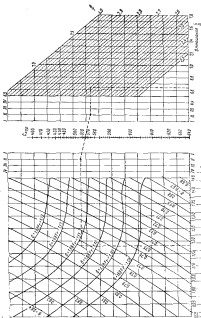


Рис. 84. Номера для определения коэффициента $C_{\text{пл}}$ для однокомпонентных смесей. (Необходимо пользоваться таблицей и линейкой безразмерных величин T , T_0 , T_0^* , H^* с одинаковыми погрешностями).

[illegible]

Можно было бы использовать для этой цели адмиралтейскую формулу

$$N_d = \frac{D^5 n^3}{C_A},$$

выбрав величину адмиралтейского коэффициента C_A с учетом хотя бы важнейших особенностей, характеризующих отдельные винты и не входящих явно в адмиралтейскую формулу.

Для решения этой задачи в статье [9] предложены три номограммы (рис. 20, 21 и 22) в изменены показатели степеней при D и n . С помощью

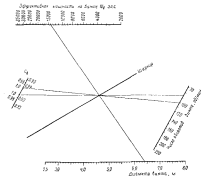


Рис. 21. Номограмма для определения в начальной стадии проектирования оптимального числа оборотов и диаметра гребного винта оптимального судна (при $C_A = 1.00$) и коэффициента усиления C_A при оптимальном диаметре винта для неподвижного числа оборотов ($C_A < 1.0$).

$$\begin{aligned} P &= 1000 \text{ л. с.} \\ N_d &= 1000 \text{ л. с.; } D_d = 0.4 \text{ м;} \\ C_A &= 1.0; \quad n = 1000 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

номограммы рис. 20 по элементам L , B , T и δ и ожидаемой скорости хода v определяется коэффициент корпуса $C_{кор}$.

Номограмма рис. 21 позволяет решить три задачи:

а) определить в первом приближении диаметр оптимального гребного винта, если известны мощность N_d главного двигателя и число оборотов n гребного винта;

б) определить число оборотов гребного винта, диаметр которого по соображениям технологии его изготовления или условиям размещения за бортом должен быть принят меньше оптимального;

в) найти значение коэффициента C_A , который никогда не превышает 1.0 и учитывает факторы, обуславливающие понижение пропульсивного коэффициента установки, т. е. в основном к. п. д. гребного

винта, если заданные мощность и обороты главного двигателя не соответствуют ограниченному диаметру гребного винта.

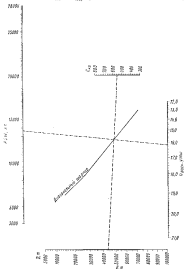
Коэффициент $C_{\text{вхр}}$ позволяет определить наименьшее значение мощности у гребного винта, достижимое при обводах корпуса, соответствующих скорости хода, и при оптимальном диаметре гребного винта.

Кавендиш-Ралтсский коэффициент

$$C_{\text{вхр}} = C_{\text{вхр}} C_{\text{в}} \quad (22)$$

Рис. 22
Номограмма для определения мощности $P_{\text{ВВ}}$ на фланце гребного винта одновального судна.

Пример:
а) $Q_{\text{вхр}} = 1$
в) $\gamma_{\text{вхр}} = 0,8$
с) $C_{\text{вхр}} = 0,8$
д) $\gamma_{\text{вхр}} = 0,8$
е) $N_p = 10000 \text{ л.с.}$



позволяет рассчитывать ходкость танкера при неоптимальном гребном винте.

Потребная мощность $N_{\text{в}}$ или достижимая скорость хода, определяется по номограмме рис. 22, основанной на уравнении

$$P_{\text{ВВ}} = \gamma_{\text{вхр}} \gamma_{\text{вхв}} N_{\text{в}} = \frac{\rho Q M_{\text{в}} \Delta B}{C_{\text{вхр}}} \quad (23)$$

где $\gamma_{\text{вхр}}$ и $\gamma_{\text{вхв}}$ — коэффициенты полезного действия передачи и валопровода.

Номограмма построена применительно к типоразм дискоммемор 10 000—100 000 г с мощностью на гребном валу 3000—28 000 л. с. Величину PWS , если ее нельзя по-за масштаба снять с достаточной точностью с рис. 22, можно вычислить по формуле (23), пользуясь вспомогательной номограммой рис. 23.

Чтобы уменьшить влияние размеров судна на сопротивление трения, показатель степени у водоизмещения D принят в формуле (23) в соответствии с рекомендацией Эбра [15] равным 0,64, вместо $\frac{2}{3}$, в адмиралтейской формуле, а для уменьшения влияния на $C_{\text{вн}}$ скорости хода показатель степени при v принят 3,23 вместо 3,0.

Таким образом, адмиралтейский коэффициент $C_{\text{вн}}$, вычисляемый по формуле (22), рассматривается как величина, зависящая только от соотношений главных размерений $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$, коэффициента обшивки δ и относительной скорости $\frac{v}{V_L}$, или числа Фруда Fr .

Порядок вычисления коэффциента по номограммам рис. 20, 21 и 22 следующий:

- 1) по элементам судна L , B и T вычисляют отношения $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$;
- 2) на правой половине номограммы рис. 20 находят точку $\left(\frac{L}{B}, \frac{B}{T}\right)$ и проектируют ее (влево) на одну из правых бинарных шкал — I , II , III или IV ;
- 3) задаются одним или несколькими значениями скорости v и вычисляют относительную скорость $\frac{v}{V_L}$.

Если известна мощность силовой установки при известной скорости хода, то задаются одним значением скорости, если же известна мощность, то задаются двумя-тремя значениями v ;

- 4) на левой половине номограммы рис. 20 находят точки $\left(\frac{v}{V_L}, \delta\right)$ и проектируют их (вправо) на левую бинарную шкалу, имеющую тот же номер, что и правая бинарная шкала; чтобы не путать точки, их обозначают цифрами или литерами, соответствующими рассматриваемым вариантам;

5) соединяют прямой линией (так называемым «индексом») точки на правой и левой бинарных шкалах и в точке пересечения этой прямой со шкалой $C_{\text{вн}}$ находят значение коэффициента $C_{\text{вн}}$ (в примере получено $C_{\text{вн}} = 365$)¹; точку помечают арабской литерой или цифрой;

- 6) по номограмме рис. 21 определяют приемлемость диаметра оптимального гребного винта, задаваясь PWS , μ и $C_v = 1,0$.

При D_v , превышающей $\sim 0,7 T$, диаметр винта придется принять меньше оптимального; задаваясь диаметром винта и другими величинами, определяют C_v . Прямолинейные индексы $\{PWS, D_v\}$ и $\{\mu, C_v\}$ должны при этом пересекаться в одной точке на диагональной шкале номограммы;

- 7) перемножением $C_{\text{вн}}$ и C_v определяют киллоадмиралтейский коэффициент $C_{\text{вн}} = C_{\text{вн}} C_v$;

- 8) на шкале D номограммы рис. 21 находят значение водоизмещения, а на шкале $C_{\text{вн}}$ — значение коэффициента $C_{\text{вн}}$;

¹ Рис. 20 ориентирован не сравним с опубликованным в [9].

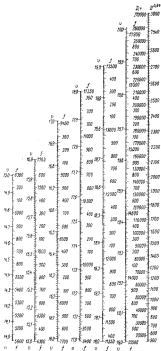


Рис. 29. Шаги функций $f = e^{2\pi i x}$ и D_n для расчета мощностей PSWF.

9) накладывают прямолинейный индекс на отметки D и $C_{\text{зад}}$ и помечают на диагональной шкале точку ее пересечения с индексом той же цифрой или литерой, что и на шкале $C_{\text{зад}}$;

10) через полученную точку на диагональной шкале и точку на шкале $C_{\text{зад}}$ накладывают прямолинейный индекс до пересечения со шкалой PSW и снимают с этой шкалы значение PSW ;

11) если отыскивают N_p , то получающую величину PSW делят на произведение $C_{\text{зад}}$ коэффициента полезного действия валопровода и передачи; если мощность известна и требуется определить достижимую скорость v , то по полученным точкам строят вспомогательный график $N_p = f(v)$, с которого по располагаемой мощности снимают искомую величину v .

Градуировка шкалы $C_{\text{зад}}$ на номограмме рис. 20 показывает, что в зоне $C_{\text{зад}} < 585$, особенно при $570 > C_{\text{зад}} > 500$, величина коэффициента $C_{\text{зад}}$ изменяется особенно резко. Это связано с тем, что при неблагоприятном сочетании соотношения главных размеров, коэффициента общей полноты и относительной скорости судна начинается крутой подъем кривых коэффициента остаточного сопротивления воды движению судна, вследствие чего резко возрастает буксировочная мощность. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы $C_{\text{зад}}$ было не менее 585. В примере на рис. 20 достаточно уменьшить коэффициент общей полноты судна до 0,775 вместо 0,785, т. е. на 1,3%, чтобы $C_{\text{зад}}$ возрос с 565 до 580, т. е. на 2,7%.

На левой части номограммы рис. 20 нанесены шесть кривых k , отвечающих $k = 1 + 1,68 \text{ Рг}$.

Кривая $k = 1,08$ отвечает рекомендации Александра, кривые $k = 1,09; 1,10$ и $1,11$ соответствуют практике зарубежного танкостроения, где δ часто увеличивают на 0,02—0,03 против рекомендуемых Александром для одноконтных танкеров, хотя это приводит к потере скорости хода в грузу. Рекомендации по выбору коэффициента общей полноты танкера даны в § 24.

Определенная по номограммам скорость хода может рассматриваться как скорость хода в грузу при испытании на глубокой воде свежеокрашенного судна при отсутствии булыба и ветра до трех баллов.

§ 18. Снижение скорости хода судов в условиях эксплуатации

В условиях эксплуатации танкеры не развивают скорости хода, достигаемой ими при испытаниях. Причины снижения скорости хода много. По А. И. Вознесенскому и Г. А. Фирсову, их можно разбить на две группы — гидродинамические и эксплуатационные.

Гидродинамические причины автоматически вызывают изменение скорости хода судна при неизменных осадке, остойчивости и постоянном числе оборотов гребного винта. Эта группа включает увеличение сопротивления воды вследствие качки судна и ударов волн, увеличение воздушного сопротивления при ветре, нарушение режима работы гребного винта, рыскание судна и т. д. К этой же группе относится увеличение сопротивления воды вследствие коррозии и обрастания подводной поверхности корпуса морскими микроорганизмами, увеличивающего шероховатость поверхности. При умеренной волновой качке уменьшение скорости хода судна вызывается главным образом действием гидродинамических причин.

Эксплуатационные причины снижения скорости следующие: изменение весовой нагрузки судна (балластировка, попадание воды на палубу в результате интенсивной килевой качки) и преднамеренное

снижении числа оборотов винта, чтобы уменьшить стремительность качки на подьеме, которая представляет опасность для корпуса судна, служит причиной работы машины вразнос, смещения или раскачивания груза, чрезмерной заливчивости палубы и т. д.

Из сказанного ясно, что обе группы причин тесно связаны между собой.

Практически недопустимая килевая качка, возникающая вследствие синхронизма периода собственных продольных колебаний судна и периода волн, наступает, по А. С. Фишеру, при длинах волн, равных около 0,9 длины судна. Поведение судна на регулярном и нерегулярном волнении, способами вызвать недопустимую килевую качку, определяется в основном относительной скоростью судна и соотношением между периодами собственных продольных колебаний судна и периодом волн. Прогнозированным

снижением числа оборотов винта и скорости хода судна преследуется цель уменьшить относительную скорость и вывести судно из опасного синхронизма с наиболее длинными волнами.

Дж. Кэнт [68], исходя из результатов проведенных им модельных испытаний, утверждает, что при переднем ходе судна и регулярном волнении снижение скорости хода после устранения указанного свара можно обусловлено не столько длиной волн, сколько их высотой, зависящей от силы (скорости) ветра. Обработав статистические данные о падении скорости хода различных су-

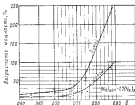


Рис. 24. График Дж. Кэнта возрастания мощности, необходимого для поддержания постоянной скорости хода (из испытаний) в среднереальных условиях эксплуатации.

дос при эксплуатации, Кэнт пришел к выводу, что вместо реальных условий, характеризующихся различием погоды в разные моменты рейса, переменной возмущенности и мощности силовой установки в зависимости от колебаний погоды и изменения осадки судна, для судов торгового флота можно условно принять погоду одинаковой, при которой высота волн составляет 1,7–2,0 м, а скорость ветра 1,7 м/сек, что соответствует 4–5 баллов волнения.

На рис. 24 приведен график Кэнта возрастания мощности, необходимого для поддержания постоянной скорости хода в среднереальных условиях эксплуатации. График состоит из двух кривых — одна для зимних, другая для летних условий эксплуатации, — устанавливающих зависимость процента возрастания мощности от коэффициента подобия корпуса судна. Кривые идут вплоть до $\phi \approx 0,74$, а при $\phi > 0,74$ происходит резкое возрастание мощности, необходимой для поддержания постоянства скорости хода. Согласно рекомендации Трооста [92], средняя мощность силовой установки транспортного судна в условиях эксплуатации должна составлять примерно 80% мощности по проекту испытаний¹.

¹ Согласно американской практике, эксплуатационная скорость хода транспортного судна определяется как скорость хода при 80%-ной дельтовой мощности главной установки судна.

К танкерам обычно не предъявляется требование поддерживать постоянство скорости хода, поскольку лимитирована мощность их силовой установки. Поэтому для расчетов экономики эксплуатации танкеров необходимо задаваться процентом снижения скорости хода

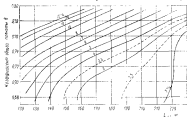


Рис. 25. Снижение скорости хода грузовых судов в зависимости от скорости хода $V_дв$ и длины волноты при ветре 4 балла.

в среднережимных эксплуатационных условиях при постоянной мощности силовой установки.

Одно из решений этой задачи дается графиками рис. 25, 26 и 27, построенными по несколько экстраполированным данным Эртсона¹ [69].

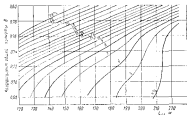


Рис. 26. Снижение скорости хода грузовых судов в зависимости от скорости хода $V_дв$ и длины волноты при ветре 5 баллов.

Снижение скорости хода дано в зависимости от длины судна между пересядками L , коэффициента общей волноты δ и силы ветра (4, 5 и 6 баллов). Графики показывают, что потери скорости хода в условиях эксплуатации уменьшается с ростом длины танкера и уменьшением полноты обвода. Из этого следует, что на экономичность эксплуатации

¹ Эти данные экстраполированы для непосредственного использования при проектировании круглобортных танкеров с осью, полнотой обвода.

танкеров благоприятно сказывается увеличение их размеров, а также повышение быстроходности, поскольку потеря скорости хода у скоростных крупнотоннажных танкеров незначительна по сравнению с более тихоходными.

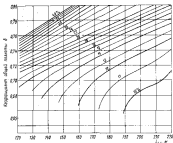


Рис. 27. Снижение скорости хода грузовых судов в процентах от скорости хода во время испытаний при ветре 5 баллов.

По рекомендации Кента, достаточно считать условную среднерековую силу ветра 4—5 баллов.

§ 19. Графики и номограммы для определения эксплуатационной скорости хода танкеров

Из изложенного выше следует, что падение среднерековой скорости при эксплуатации судна по сравнению с его скоростью во время испытаний определяется тремя основными факторами: коэффициентом общей полноты судна, его длиной и силой (балловностью) ветра.

С увеличением коэффициента полноты судна возрастает процент падения скорости при постоянной мощности, что подтверждается рядом исследований (Кентф, Линдгрен, Льюис).

Уменьшение потери скорости хода судна при увеличении его длины можно, по-видимому, объяснить тем, что с ее ростом увеличивается период собственных колебаний судна и уменьшается вероятность встречи более длинных волн.

Третьим важным фактором, от которого зависит величина эксплуатационного снижения скорости хода (рис. 25, 26 и 27), является сила (балловность) ветра. Для оценки среднерековой потери скорости хода в летнее время можно пользоваться графиком рис. 25 (сила ветра 4 балла), а в зимнее время — графиком рис. 26 (сила ветра 5 баллов). Однако деление годового периода на летнее и зимнее время весьма условно. Например, в Северной Атлантике преимущественное значение имеет направление рейса — западное или восточное, а не время года. Вообще район плавания оказывает большее влияние на потерю

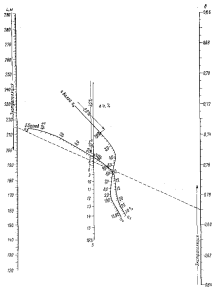


Рис. 28. Номограмма для определения среднегодового эксплуатационного показателя скорости ветра для турбины.

скорости, чем условное время года. Поэтому для оценки среднегодового снижения скорости $\Delta v = 100 \cdot \frac{v_{\text{нм}} - v_{\text{в}}}{v_{\text{нм}}} \%$ одноцифрового танкера можно пользоваться номограммой рис. 28. Величины, получаемые по криволинейным шкалам v_1 и v_2 , близки к рекомендуемым Эртеном соответственно при ветре 4 и 5 баллов.

Прямолinéйная шкала Δv дает рекомендации автора по оценке среднегодовой потери скорости Δv в начальной стадии проектирования.

Шкалы значительно экстраполированы по сравнению с графиками Эртена, что не имеет ни экспериментального, ни эксплуатационного подтверждения.

В приближенных расчетах эксплуатационная скорость хода определяется иногда по графику, основанному на приближенной формуле

$$v_s = (0,896 + 10^{-3} \cdot 2,5v_{\text{нм}} + 10^{-6} \cdot 0,2DW) v_{\text{нм}} \text{ узл.} \quad (24)$$

или по номограмме рис. 29.

Полученные по тем или иным графикам или формулам величины эксплуатационной скорости хода танкера в грузу служат для определения продолжительности рейса, провозоспособности танкера, расходов топлива и прочих эксплуатационно-экономических показателей (см. гл. X и XI).

Для эксплуатационно-экономических расчетов бывает необходимо задаваться скоростью хода танкера в балласте. Поскольку она зависит от балластной осадки судна, т. е. величины, выражаемой в зависимости

Рис. 28. Номограмма для определения снижения скорости хода танкера в эксплуатации по формуле (24).

П р и м е р:
 $v_{\text{нм}} = 20 \text{ узл.}$ $v_{\text{в}} = 17,5 \text{ узл.}$
 $\Delta v = 12,5 \%$

от состояния моря и ветра, ее обычно не рассчитывают, а принимают по скорости хода в полном грузу, пользуясь одним из двух соотношений

$$\left. \begin{aligned} v_{\text{бал}} &= (v_{\text{г.з}})_{\text{в}} + (1,0 \div 1,2) \text{ узл.} \\ v_{\text{бал}} &= 1,07 (v_{\text{г.з}})_{\text{в}} \text{ узл.} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

§ 20. Влияние носового бульба на скорость хода

Применение бульбных обводов носа целесообразно на судах, у которых при эксплуатационной скорости хода велика доля волнового сопротивления. Это, в частности, имеет место на крупнотоннажных танкерах с очень полными обводами и относительной скоростью $Fr > 0,15$,

когда точка, выражающая на графике $\frac{\xi}{B} = f(Fr)$ соотношения между удельным сопротивлением $\frac{\xi}{B}$ и относительной скоростью Fr при выбранном коэффициенте общей полноты, находится в области резкого возрастания удельного сопротивления при увеличении скорости хода.

Механизм влияния бульбовых обводов на ходкость судна сложен и недостаточно изучен. Ясно лишь, что роль танка обводов у полных судов, работающих в области небольших чисел Фруда, отлична от таковой у быстрходных пассажирских или грузовых судов с более острыми обводами, где они в основном создают разрежение, уменьшающее высоту носовой волны [50].

На основании опубликованных в 1960 г. результатов испытаний в Англии и Японии моделей судов с $b=0,80$ с бульбовыми обводами и без них нельзя получить надежный способ учета влияния бульба на ходовые качества танкеров. Многочисленные литературные источники указывают, что у крупнотоннажных танкеров с полными обводами удачно спроектированные носовые бульбы улучшают ходовые качества, особенно в условиях балластного перехода.

Поиски рациональной формы бульбовых обводов идут в настоящее время по пути создания:

- 1) обычных напьеобразных бульбов;
- 2) таранных обводов, далеко выступающих в нос от носового перпендикуляра;
- 3) уширяющегося к корме бульба в сочетании с выкружками в районе грузовой ватерлинии («волновыми рекасами»).

Эффект применения носовых бульбов на укороченных танкерах с полными обводами, работающих с небольшими относительными скоростями, сводится, по-видимому, к снижению волнового сопротивления за счет переноса вниз части носового объема и уменьшения угла входа в воду грузовой ватерлинии.

Изложенное свидетельствует о том, что до разработки обоснованной теории бульбообразных обводов и накопления надежных эксплуатационных данных при проектировании трудно заранее оценивать возможную эффективность бульбовых обводов. Справедливость этого подтверждается, например, сведениями [59] о несопадении результатов модельных и натурных испытаний танкеров с бульбами и без них, приведенных английской судоходной компанией Братен Петролеум Тейкере.

Поскольку практика проектирования требует хотя бы ориентировочной количественной оценки влияния бульба на ходкость судна, ниже даются следующие, правда недостаточно экспериментально обоснованные, рекомендации для такой оценки:

- 1) оптимальный размер бульба назначать по формуле

$$\frac{100B}{\lambda} = 150(B - 0,74) \%, \quad (26)$$

где B — размер бульба, равный площади на носовом перпендикуляре, в процентах от площади миделя;

- 2) в начальной стадии проектирования оценивать вылет x_B бульба в нос от носового перпендикуляра по приближенной формуле

$$x_B = (0,126 + 0,9) \frac{L_{\text{взл}}}{100},$$

где $L_{\text{взл}} \approx \frac{L}{0,97}$;

3) в стадии предварительных расчетов заменять действительный коэффициент общей полноты δ условным δ_0 , определяемым по приближенной формуле

$$\delta_0 = \delta \left(1,00 - \frac{\delta}{400} \right); \quad (27)$$

4) относительную скорость судна определять по условной *бульбонной* длине

$$Fr_{\delta} = 0,164 \frac{v}{\sqrt{L_{\delta}}},$$

где

$$L_{\delta} = L_{\text{к.д.п.}} + \frac{x_{\delta}}{2} = \frac{L}{0,87} \left(1 + \frac{0,06\delta + 0,4\delta}{100} \right) \text{ м.}$$

Главные размеры танкеров

Противоречивый характер требований к главным размерам

От правильного выбора главных размеров танкера зависит выполнение требований задания относительно грузоподъемности и грузопропускной способности судна, его ходовых и морских качеств (в основном способности судна идти с минимальной потерей скорости хода на полном ходу), удобства его эксплуатации в различных условиях плавания и, наконец, высоких технических и экономических показателей.

Каждое из перечисленных требований выполняется проектантом при некотором оптимальном (для данной задачи) комплексе главных размеров. При этом оптимальными для разных задач будут разные комплексы.

Иначе говоря, решение удовлетворяющее одному требованию, не является оптимальным с точки зрения других требований. Так, судно, располагающее просторными танками, не обладает наилучшими ходовыми качествами; обеспечение последних увеличивает затрату металла и строительную стоимость танкера; стремление обеспечить дифферентовку судна при приеме груза разного удельного веса, как в начале так и в конце рейса, может потребовать выделения в надводном объеме дилтанков, уменьшающих грузопропускную способность танкера. Противоречивость многих требований общезвестна, как и необходимость в каждом отдельном случае прибегать к компромиссному решению при выборе главных размеров танкера. Исходя из особенности задания придется в одном случае отдать предпочтение требованиям ходкости, в другом — требованиям минимума затрат металла и т. д. Обоснование выбора главных размеров судна требует сопоставления многочисленных вариантов, выполнения многих разнообразных технических и экономических расчетов.

При разработке задания на проектирование бывает необходимо, не прибегая к длительным и трудоемким расчетам, определить в первом приближении элементы судна; часто проектанту требуется быстро проверить совместимость имеющихся с тем или иным танкером данных; приблизительно оценить отсутствующую в этих данных величину и т. д.

Для решения подобных задач могут быть предложены приближенные формулы и графики, основанные на изучении и обработке статистических данных отечественного и иностранного танкостроения.

§ 21. Относительные размеры, коэффициенты формы и соотношения главных размеров

Обозначим через L , B и T длину между перпендикулярами, ширину и осадку (по летнюю грузовую марку) танкера, полное водоизмещение которого составляет D тонн, а через l , b и t — соответствующие относительные величины, т. е.

$$l = \frac{L}{D^{1/3}}; \quad b = \frac{B}{D^{1/3}}; \quad t = \frac{T}{D^{1/3}}. \quad (28)$$

Очевидно, для получения абсолютных величин главных размеров танкера данного водоизмещения достаточно определять соответствующие относительные величины.

Особенностью величин l , b и t является их относительная стабильность. В табл. 18 приведены элементы танкеров, рассмотренных в табл. 17, и подсчитаны относительные размеры l , b и t , а также отношения $\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$ и $\frac{L}{H}$. Сопоставление относительной длины l танкеров различных размеров свидетельствует о стабильности этой величины, колеблющейся в пределах 5,02—5,77, т. е. $l = 5,38 \pm 7\%$. Разброс можно уменьшить, заметив, что относительная длина возрастает у быстролодных танкеров (*Oleander*) и убывает по мере увеличения водоизмещения. Эти закономерности могут быть выражены статистической формулой

$$l \approx 11,1 \left(\frac{v}{v + 2,85} \right)^2 D^{-0,008} \text{ м/м}^3, \quad (29)$$

которую можно рассматривать как модернизацию известной формулы В. Л. Поздюкина применительно к практике современного танкеростроения.

Относительная ширина b изменяется для рассмотренных танкеров в пределах $0,75 < b < 0,84$, т. е.

$$b \approx 0,5 D^{0,001} \text{ м/м}^3, \quad (30)$$

причем, вопреки ожиданию, у наиболее быстролодных танкеров класса *Oleander* $b = 0,798$, а у самых тихоходных — класса *British Fern* $b = 0,757$. Трудно установить закономерную зависимость относительной ширины танкеров и от числа Фруда. Можно отметить, что она возрастает у «коротких» танкеров, компенсируя уменьшение длины.

Что касается относительной осадки t , то согласно статистике современного танкеростроения

$$t \approx 0,38 D^{-0,008} \text{ м/м}^3, \quad (31)$$

с отклонениями, зависящими от эксплуатационных ограничений.

Из формул (29)–(31) следует приближенная формула для выбора коэффициента общей полноты при плотности морской воды $\gamma = 1,025$

$$\beta \approx 0,462 \left(1 + \frac{2,85}{v} \right)^2 D^{0,008}. \quad (32)$$

Поскольку формула (32) не является статистической, а выведена на основании статистических формул (29)–(31), она может давать погрешность до $\pm 5\%$.

Иногда относительные размеры танкера определяют исходя не из его водоизмещения D , а дедвейта DW ; в этом случае имеют зависимости:

Средние значения размеров паводков по табл. 17

№ п/п	Наименование течения	Длина L, м	Ширина B, м	Средняя глубина T, м	Высота борта H, м	Коэффициент объемной наполненности	Ориентировочные размеры			Оценочные		
							t	b	i	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\frac{L}{H}$
1	Донской	128,0	19,2	8,50	10,40	0,264	8,45	0,708	0,206	7,19	2,35	13,27
2	Волжский	161,5	22,4	9,14	11,36	0,265	8,45	0,708	0,206	7,21	2,47	13,51
3	Ольховский	185,0	25,6	10,26	—	—	8,45	0,708	0,206	7,23	2,47	—
4	Тыш	180,0	26,0	9,78	11,10	0,248	8,50	0,774	0,202	7,20	2,57	13,74
5	Борисов	188,0	25,8	10,68	11,70	0,255	8,51	0,730	0,212	7,29	2,42	13,70
6	Ростовский	192,0	27,0	10,43	13,78	0,247	8,54	0,780	0,201	7,11	2,50	13,55
7	Ростов	195,0	27,0	10,65	14,25	0,246	8,47	0,757	0,205	7,22	2,53	13,68
8	Донской	205,0	28,2	10,63	14,80	0,266	8,49	0,753	0,205	7,27	2,60	13,66
9	Донец	205,0	29,3	10,91	14,78	0,241	8,45	0,778	0,200	7,09	2,68	13,67
10	Донец	204,0	28,2	10,63	14,90	0,257	8,47	0,756	0,203	7,24	2,60	13,68
11	Азовский	215,0	31,1	11,57	15,34	0,265	8,46	0,792	0,204	7,22	2,63	14,01
12	Тамарь	205,0	30,5	11,78	15,40	0,250	8,54	0,783	0,201	6,72	2,59	12,98
13	Орск	217,0	31,2	11,68	15,40	0,27	8,53	0,784	0,203	6,98	2,67	14,00
14	Орск	214,0	31,0	11,60	15,7	0,29	8,49	0,781	0,202	6,91	2,67	13,63
15	Орск	215,0	31,0	11,70	15,3	0,255	8,57	0,789	0,205	6,94	2,64	13,66
16	Азовский	214,0	30,5	12,08	16,05	0,266	8,56	0,783	0,201	7,05	2,62	13,40
17	Молот	214,7	31,2	11,78	16,45	0,255	8,57	0,793	0,204	6,77	2,69	13,58
18	Азов	204,3	31,35	11,80	16,15	0,266	8,50	0,770	0,205	6,77	2,63	13,58
19	Азов	207,1	32,0	12,00	16,15	—	8,54	0,780	0,205	7,10	2,62	14,07
20	Саратовский	221,0	33,4	11,58	16,70	0,46	8,58	0,785	0,202	6,98	2,70	13,45
21	Саратовский	233,0	37,0	14,08	16,15	0,62	8,65	0,700	0,200	6,82	2,68	13,12
22	Саратовский	265,0	40,20	14,60	21,80	0,785	8,62	0,785	0,206	6,13	2,76	11,89
23	Саратовский	270,0	43,00	16,53	22,3	0,81	8,65	0,787	0,203	6,42	2,80	12,11
24	Саратовский	290,0	47,50	16,00	24,6	0,865	8,11	0,838	0,203	6,11	2,97	12,08

$l = f_1(DW, D)$; $b = f_2(DW, D)$; $t = f_3(DW, D)$, которые могут быть выражены как аналитически, так и графически.

Водоизмещение судна представляется, однако, более удобным аргументом, нежели деловит. На рис. 30 дан график статистической зависимости элементов и деловиты современного укороченного танкера от водоизмещения и скорости хода.

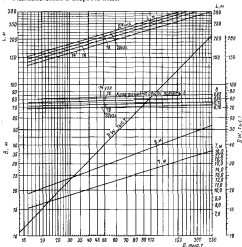


Рис. 30. Статистическая зависимость элементов и деловиты современного укороченного танкера от водоизмещения и скорости хода.

Не меньшее значение имеют также основанные на обработке статистических данных соотношения главных размеров $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$, связанные с относительными элементами следующими равенствами:

$$l = (1.5)^{-0.5} \left[\left(\frac{L}{B} \right)^2 \cdot \frac{B}{T} \right];$$

$$b = (1.5)^{-0.5} \left[\left(\frac{L}{B} \right)^{-1} \cdot \frac{B}{T} \right];$$

$$t = (1.5)^{-0.5} \left[\left(\frac{L}{B} \right)^{-1} \left(\frac{B}{T} \right)^{-1} \right].$$

где γ — плотность морской воды, принимаемая обычно равной $1,028 \text{ т/м}^3$ (включая поправку $\sim 0,005$ на обшивку и выступающие части); δ — коэффициент полноты водонамещения, отнесенный к длине между перпендикулярами.

Отношения $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$ изменяются у современных танкеров в сравнительно широких пределах: $\frac{L}{B} = 6,0—7,3$; $\frac{B}{T} = 2,45—3,1$, хотя до 1963 г. иногда строились танкеры с отношениями $\frac{L}{B}$ до 7,8 и $\frac{B}{T} = 2,25$. Величина отношений главных размерений зависит главным образом от относительной скорости (числа Фруда) и абсолютных размеров судна.

Таблица 19

Элементы танкеров, предлагаемые журналом [46]

Длинейт, лок. м		40	60	80	100	120	140
Длина L , м	стандартная	305,0	333,0	355,0	377,0	397,0	403,0
	предлагаемая	195,0	220,0	240,0	255,0	270,0	285,0
Ширину B , м	стандартная	28,0	32,7	36,8	39,3	40,8	43,2
	предлагаемая	28,7	33,3	36,5	39,5	42,0	44,5
Осадка T , м	стандартная	11,0	12,4	13,7	14,7	15,8	16,5
	предлагаемая	11,2	12,8	14,2	15,0	16,0	16,9
Отношение $\frac{L}{B}$	стандартная	7,32	7,13	7,06	7,13	7,04	7,02
	предлагаемая	6,80	6,61	6,56	6,45	6,43	6,40

Характерная для современного судостроения тенденция строить танкеры с уменьшенным отношением $\frac{L}{B}$ (табл. 19) может быть объяснена следующими соображениями:

1) при постоянном водонамещении уменьшение отношения $\frac{L}{B}$ означает одновременное увеличение ширины и уменьшение длины судна, а следовательно, уменьшение расчетного изгибающего момента, пропорционального произведению DL ; этим создается возможность уменьшения веса элементов корпуса, обеспечивающих судну общую продольную прочность; облегчение корпуса обуславливает возрастание грузоподъемности и одновременно уменьшение строительной стоимости, что улучшает ряд экономических показателей работы танкера.

2) для судна меньшей длины требуется меньшая длина причальной линии, более короткие стапеля. Иными словами, при реальных длинах стапеля и дока можно за счет уменьшения отношения $\frac{L}{B}$ строить и обслуживать танкеры большего водонамещения, т. е. экономически более выгодные. Важно, чтобы связанное с уменьшением $\frac{L}{B}$ и возрастанием $\frac{B}{T}$ снижение скорости хода судна перекрывалось увеличением частой грузоподъемности;

3) уменьшение отношения $\frac{L}{B}$, а вместе с ним и длины L судна позволяет уменьшить толщину обшивки днища и застыва верхней палубы очень больших танкеров с таким расчетом, чтобы не превысить допустимых толщин. Согласно литературным данным уменьшение

$\frac{L}{B}$ до 6,42 возросло на втором по величине в мире танкере *Nixalo* Маке обойтись без двойных листов.

При расчетах главных размеров танкера следует также учитывать, что с увеличением ширины возрастает поперечная остойчивость, и бортовая качка может стать чрезмерно стремительной, особенно в условиях балластного перехода. Поэтому, выбирая ширину крупнотоннажного танкера, следует проверить допустимость лисевого усечения у бортов судна при качке.

§ 22. Осадка

Выбор главных размеров танкера начинают обычно с определения наибольшей допустимой осадки, позволяющей:

а) уменьшить самый дорогой элемент судна — его длину;

б) достичь благоприятных для ходовых и маневренных качеств судна соотношений главных размеров $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$;

в) принять оптимальный диаметр гребного винта, т. е. повысить при выбранной силовой установке достижимую скорость хода судна;

г) принять достаточные зазоры между винтом и корпусом судна, чтобы свести к минимуму вибрацию корпуса;

д) увеличить высоту борта танкера и добиться в связи с укорочением судна уменьшения отношения $\frac{L}{B}$, что в свою очередь позволяет сократить затраты металла на корпус судна и его строительную стоимость.

Стремление принять для танкера наибольшую допустимую осадку противостоит стремлению ограничиться минимальной допустимой осадкой, определяющей «универсальность» судна, т. е. возможность пользоваться наибольшим числом водных путей и портов с ограниченной осадкой.

Задание на проектирование танкера часто содержит ограничение по осадке, связанное с предполагаемыми условиями эксплуатации, например с наибольшими глубинами посещаемых портов и ведущих к ним водных путей. Однако при создании новых судов следует по возможности учитывать перспективу развития портов и водных путей мира. Так, например, Суэцкий канал в течение ряда лет ограничивал наибольшую осадку проходящих по нему судов величиной 32 фута (9,76 м); после модернизации канала она достигла сначала 34 футов (10,36 м), а в 1963 г. была увеличена до 38 футов (11,6 м). После реализации так называемого «плана Насера» (предположительно к 1970 г.) проходная осадка Суэцкого канала будет доведена до 48 футов (14,63 м); соответственно будет увеличена и проходная ширина судов.

Датские порты ограничивают осадку судов, идущих на запад от портов Балтийского побережья, величиной 11,5 м, причем в последние десятилетия в перспективе увеличение проходной осадки. В начале шестидесятых годов Роттердамский порт был доступен для танкеров дедвейтом до 80 000 т, а начиная с 1965 г. он может принимать в полном грузу танкеры дедвейтом 100 000 т. Углубляются и расширяются порты Скандинавии, Англии, ФРГ, средиземноморских стран. В табл. 20 приведены наибольшие осадки танкеров, допускаемые глубинами нефтеналивных портов и причалов по состоянию к началу 1965 г.

Если заданная ограниченная осадка значительно меньше среднестатистической, то это может обусловить отступления от оптимальных соотношений главных размеров, ухудшение технических и экономи-

Наибольшие осадки (м) танкеров, погруженные глубинами нефтепродуктов в некоторых портах

Страна и порт	Предельная осадка	Страна и порт	Предельная осадка
Алжир	12,0	Кувейт	
Англия	12,6	Мала-Зон-Ахмад	>18,5
Бразилия	~11,0	Карга	>18,5
Гуаяль	13,0	Саудовская Аравия	
Дамаск	11,0	Рас-Тамура	16,0
Лондон	11,0	США	
Польша	12,2	Лос-Анджелес	18,0
Роттердам	>15,0	Милфорд-Хави	15,0
Нидерланды	>15,0	Нью-Йорк	12,0
Израиль	>15,0	Сан-Франциско	18,0
Хайфа	>15,0	Тунис	
Индонезия	>15,0	Ла-Сейра	15,0
Дубай	>15,0	Франция	
Пакланг	>15,0	Гавер	12,0
Сунгай	>15,0	Марсель	12,0
Иран	12,4	Пер-де-Бон	15,0
Абадан	15,0	ФРГ	
Испания	14,0	Земит	11,4
Лас-Пальмас (Канарские о-ва)	12,0	Япония	
Италия	12,0	Нагасаки	15,0
Генуя	12,0	Натаси	15,0
Неаполь	12,0	Самсун	15,0
Салерно	12,0	Токио	15,0
		Токунами	>18,5

* По некоторым портам: Shipping World and Shipbuilding, 24/11/1962 г., 4 января 1963 г., порт Ламарек может принимать танкеры длиной до 185 000 см, т. е. с предельной осадкой более 18,5 м.

ческих показателей: снижение скорости хода, увеличение расхода металла и топлива, падение годовой производительности, увеличение строительной стоимости судна и эксплуатационных расходов, снижение производительности труда экипажа. Следует, однако, учитывать, что чрезмерно большая осадка также недопустима, так как приводит к нежелательному уменьшению других главных размеров. С уменьшением длины танкера ухудшается грузоподъемность судна и может снизиться скорость хода; уменьшение δ также может отрицательно сказаться на грузоподъемности судна, а уменьшение ширины — на размещении силовой установки и общем расположении на палубе и в надстройках.

Таким образом, можно считать, что если заданное не фиксированно жестко величина осадки, то при выборе главных размеров танкера ее следует намечать в первом приближении, исходя из ожидаемого водоизмещения, по формуле (31)

$$T = 0,38D^{2,41} \pm 5\%$$

и после определения прочих главных размерений корректировать. Корректировка осадки обычно компенсируется соответствующей корректировкой ширины так, чтобы произведение BT оставалось постоянным.

§ 23. Длина и ширина

Длина. В судостроительной литературе было предложено много статистических формул, устанавливающих связь длины между перпендикулярами с неограниченной осадкой и водоизмещением или дейдвотом танкера. Однако поскольку большинство этих формул было опубликовано до того, как мировое танкеростроение освоило постройку крупнотоннажных танкеров и танкеров повышенной быстроходности, они не всегда обеспечивают достаточную точность применительно к танкерам, построенным за последние годы.

Так, формула Л. М. Поздюкина [32]

$$L = 2,3v^{1,5}$$

приводит к завышенным длинам; она не учитывает влияния, которое оказывают на L размеры судна, например водоизмещение.

В 1925—1926 гг. В. Л. Поздюкин [32] предложил для определения относительной длины судов торгового флота формулу

$$L = 7,65 \left(\frac{v}{v + 2} \right)^2,$$

которая получила широкое распространение во всем мире. Ею рекомендуют руководствоваться при проектировании судов Ван-Ламмерен [5], Диле [60], Мапро-Смйт, де-Лара [56] и др. Модернизируя эту формулу, Ван-Ламмерен отнес ее к длине по КВЛ и объемному водоизмещению. Если для сопоставления пересчитать коэффициент Ван-Ламмерена для весового водоизмещения, полагая $\gamma = 1,025$, отнести его к длине между перпендикулярами (принимая $L = 0,985 L_{\text{квЛ}}$) и выразить длину в метрах, то формула Поздюкина — Ван-Ламмерена для одновинтовых умеренно быстроходных танкеров будет иметь вид

$$L = 7,0 \left(\frac{v}{v + 2} \right)^2.$$

Как основная, так и модернизированная Ван-Ламмереном формула Поздюкина дает для современных крупнотоннажных танкеров значительно завышенные значения L .

Известна формула А. Эйра [54]

$$L = 10 Fr + 3,36,$$

учитывающая, кроме скорости хода, длину танкера. Однако из-за недостаточной гибкости эта формула не может правильно отражать современную тенденцию увеличения водоизмещения и замедленного роста длины танкеров. По своей структуре формула Эйра не допускает успешной ее модернизации с учетом практики танкеростроения за последние годы.

Так как искомая величина — длина — входит не только в левую, но и в правую часть формулы Эйра, причем исключение L из правой части (Fr) приводит к некоему кубическому уравнению, вычисленная по

¹ Формула (29) представляет собой более радикальную модернизацию формулы В. Л. Поздюкина.

ней удобнее всего производить методом последовательного приближения и графической интерполяции.

Еще менее удобны для вычислений формулы Эгера, для повышения точности которых в основную формулу введен множитель 0,95:

$$\sqrt{L} = 0,95 \left(\sqrt[3]{p+q} + \sqrt[3]{p-q} \right) \text{ м},$$

где $p = \sigma D^{1/3}$; $q = \sqrt{\sigma^2 - 2D^{1/3} D^{1/3}}$.

В формулах Поддюзиника — Ван-Ламмерена, Эйра и Эгера σ обозначает скорость хода на испытании (в узлах), совпадающую по Ван-Ламмерену с экономическою скоростью.

Проф. решает задачу американский судостроитель проф. Бенфорда; он связывает длину танкера между перпендикулярами только с водоизмещением и выражает эту связь графически. Если выразить предложенную им зависимость приближенной формулой, то в метрических мерах она будет иметь следующий вид:

$$L = 6,0D^{2/3} - 17,0 \text{ м.}$$

Проф. Бенфорд отмечает, что на практике встречаются отклонения от определенного по его графику значения L на $\pm 4\%$, во-видимому, отражающие особенности танкера по скорости хода, ограниченности осадки и т. д.

Однако график Бенфорда и формула, учитывающие опыт американского танкостроения к середине пятидесятых годов, давала приличные результаты для танкеров, водоизмещение которых не превышало 60 000—65 000 т; для более крупных танкеров получились чрезмерные значения длины. Можно было бы откорректировать формулу Бенфорда, например, введя в первый член относительную (или абсолютную, как у Поддюзиника) скорость, а во второй — размеры танкера; в результате она утратила бы, как и откорректированные формулы Ногада, Поддюзиника, Эйра, простоту, получив временную пригодность для оценки длины крупнотоннажных и быстроходных танкеров.

Статистическая обработка данных мирового танкостроения позволила автору предложить в начале шестидесятых годов следующую формулу для определения в начальной стадии проектирования длины танкера:

$$L = \left(\frac{v_{\text{max}}}{11,4} + 6,6 \right) D^{0,2} \text{ м.}$$

Для укороченных танкеров, строившихся в Японии после 1933 г.,

$$L_{\text{укорочен}} = \left(\frac{v_{\text{max}}}{11,5} + 6,6 \right) D^{0,25} \text{ м.}$$

Равнозначные им формулы относительной длины

$$l = \left(\frac{v_{\text{max}}}{11,4} + 6,6 \right) D^{-0,2} \text{ м/м}^{1/3},$$

$$l_{\text{укорочен}} = \left(\frac{v_{\text{max}}}{11,5} + 6,6 \right) D^{-0,25} \text{ м/м}^{1/3}$$

выражают тенденцию уменьшения относительной длины танкеров при росте водоизмещения и увеличения ее при возрастании скорости хода.

Формула (39) возникает быстро и с приемлемой точностью заметить долее исходного варианта; она приемлема для весьма широкого диапазона изменчивости водоизмещения и скорости хода. По этой формуле легко построить удобную для пользования номограмму.

Если задание на проектирование ограничивает осадку T , целесообразно определять предельное значение длины танкера, допускаемое Правилами классификации и постройки стальных судов Английского Lloyd's, 1959 г. (см. русский перевод, изд-во «Морской транспорт», 1960 г.):

$$L < 726 - 154,6 \sqrt{22,05 - T} \text{ м.}$$

Существуют и другие эмпирические формулы, позволяющие определять в начальной стадии проектирования приближенное значение длины танкера, однако они не имеют ни теоретических, ни практических преимуществ перед перечисленными и потому здесь не приводятся. Окончательный выбор длины между перпендикулярами производится на основании более глубокой проработки проекта.

Ширина. При проектировании танкеров ширина судна обычно является тем элементом, изменением которого достигается «увязка» между главными размерениями, уточнение водоизмещения судна, вместимости танков и т. д. Это обусловлено тем, что остойчивость плавных судов как в грузу, так и в балласте в отличие от сухогрузных и особенно пассажирских судов не вызывает обычно сомнений, потому выбор ширины танкера не решает задачи регулирования его остойчивости. Только для наиболее крупнотоннажных судов приемлемость большой ширины должна быть подтверждена расчетом ускорения при бортовой качке.

Ширина танкеров сравнительно мало сказывается на их ходовых и мореходных качествах, на коэффициентах utilization водоизмещения, длины, кубического модуля, на прочностных характеристиках, металлоемкости и т. д.

Рекомендации Регистра СССР и других классификационных Обществ, чтобы ширина B не превышала

$$B < 0,1L + 6,0 \text{ м,} \quad (35)$$

т. е. чтобы $\frac{L}{B} > 10 - \frac{60}{B}$, обычно не выдерживается при $DWT > 23\,000$ т.

Из формул (29) и (30) следует, что $\frac{L}{B} \approx 22,2 \left(\frac{c}{c + 2,05} \right)^2 D^{-0,25}$.

В § 62 для ширины дается статистическая (ограничительная) формула (150).

Анализ элементов построенных танкеров показывает, что соотношение между шириной танкера и его осадкой мало зависит от абсолютной или относительной скорости хода и дедвейта.

§ 24. Коэффициент общей полноты

На ходовые и мореходные качества судна наряду с его длиной решающее влияние оказывает коэффициент общей полноты. Входя в уравнение плавучести, он влияет на выбор главных размерений судна при заданном водоизмещении. Коэффициент общей полноты сказывается на весе металлического корпуса, грузоподъемности и грузоместности танкера, на его строительной стоимости, на всех технических и экономических показателях работы судна. Такое большое значение δ требует от проектианта очень серьезного обоснования выбора его величины.

Влияние δ на различные показатели судна противоречиво: его увеличение приводит, с одной стороны, к уменьшению главных размерений и строительной стоимости судна, а с другой, — к понижению скорости хода при испытании и, а еще большей мере, при эксплуатации.

Поэтому важно при выборе коэффициента общей полноты танкера найти обоснованное компромиссное решение.

Эмпирические формулы для определения δ в начальной стадии проектирования отражают обычно тот факт, что каждому его значению соответствует определенная («критическая») относительная скорость, при которой кривая коэффициента волнового сопротивления воды движению судна начинает круто загибаться вверх. Скорость у начала крутого роста коэффициента сопротивления называется экономической. Ван-Ламмерен [3] пишет: «Форма корпуса, его размеры и коэффициенты должны быть выбраны таким образом, чтобы скорость на испытаниях не превосходила экономической скорости».

Общезвестна формула Александра, выражающая это условие,

$$\delta = 1,08 - 1,68 Fr.$$

По Эйру [53] также для условий испытания

$$\delta = A - 1,68 Fr,$$

причем свободный член A — переменная величина, зависящая от Fr .

Выразив аналитически зависимость, данную Эйром в табличной форме, будем иметь

$$A \approx 0,98 + 0,33 Fr \quad \text{при} \quad Fr > 0,207;$$

$$A \approx 1,015 + 0,16 Fr \quad \text{при} \quad Fr < 0,207.$$

Откуда коэффициент общей полноты, по Эйру,

$$\delta \approx 0,98 - 1,36 Fr \quad \text{при} \quad Fr > 0,207;$$

$$\delta \approx 1,015 - 1,52 Fr \quad \text{при} \quad Fr < 0,207.$$

Сравнение ломаного графика функции δ , по Эйру, приводит к формуле Л. М. Ногла [28]

$$\delta = 1,00 - 1,44 Fr,$$

которая очень близка также к формуле Тельфера

$$\delta = 1,00 - 1,25 \left(\frac{L}{\lambda} + 1,0 \right) Fr$$

при $\frac{L}{\lambda} = 6,6 - 7,0$.

По Троосту [92], для условий испытания коэффициент продольной остроты

$$\tau = \frac{\delta}{\beta} = 1,156 - 2 Fr_{\text{всп}}$$

откуда, приняв коэффициент полноты ядра для танкеров в среднем $\beta = 0,985$, получим рекомендацию Трооста в форме

$$\delta \approx 1,14 - 1,97 Fr_{\text{всп}}.$$

Для эксплуатационных условий Троост, полагая, что $v_{\text{всп}} = 1,037 v_0$, рекомендует принимать

$$\delta \approx 1,14 - 2,085 Fr_0.$$

Некоторые авторы рекомендуют увеличивать коэффициент общей полноты δ для танкеров на 0,02—0,03 по сравнению с получаемой по приведенным выше формулам величиной, объясняя это особенностями эксплуатации танкеров, совершающих половину переходов в балласте с уменьшенной осадкой.

Формула Дельбена [59] относится только к танкерам и поэтому не требует введения поправки; после пересчета относительной скорости $\frac{v}{V_L}$ в число Фруда формула Дельбена получает вид

$$z = 0,505 + 4,05 Fr (1 - 3,38 Fr).$$

В 1942 г. Бюкер предложил формулу

$$\varphi = \frac{z}{\beta} = 1,02 - \frac{v}{10 \Delta^{1/3}}.$$

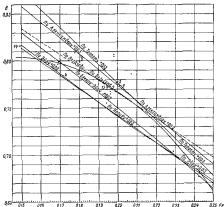


Рис. 31. Зависимость коэффициента обшивки z от относительной скорости v/V_L для танкеров по рекомендациям различных авторов (точки соответствуют танкерам восточного танка).

в которой Δ — объемное водоплавающее судна, m^3 . Принимая в среднем для танкеров $\beta = 0,985$ и $\gamma_0 = 1,025$, можно привести эту формулу к виду

$$z = 1,005 - 0,099 \frac{v}{\rho^{1/3}} = 1,005 - 0,606 Fr l^{1/3},$$

где $l = \frac{L}{\rho^{1/3}}$ — относительная длина танкера.

Формула Бюкера относится не только к танкерам, поэтому при описке по ней δ для различных судов необходимо предусмотреть надбавку не менее 0,03—0,04.

Формулы Александера, Носида, Тростра с надбавкой 0,03 и Дельбена без надбавки изображены на графике рис. 31 в координатной си-

стеме (Fr , δ)¹. Чтобы нанести на тот же график формулу Бикера, ее следует преобразовать. Если положить, по Эйру,

$$\sqrt{l} = \sqrt{10 Fr + 3,36},$$

то, по Бикеру — Эйру,

$$\delta = 1,006 - 0,006 Fr \sqrt{10 Fr + 3,36}.$$

Эта функция также нанесена на график рис. 31 с надбавкой 0,03.

Обработка статистических данных показывает, что линейная зависимость между δ и Fr типа $\delta = A - B Fr$, где A и B — постоянные коэффициенты, не в состоянии охватить действительную картину распределения по графику (Fr , δ) точек, отмеченных построенным танкером. Этой задаче больше отвечает зависимость типа $\delta = A - B D^m$, к которой при

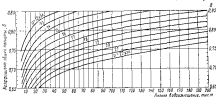


Рис. 32. Зависимость коэффициента обшей полноты δ танкера от полного водоизмещения и скорости хода по Дамптону и Рамбау.

$m = \frac{1}{6}$ может быть принята формула Бикера. Однако ее параметры не вполне удовлетворительно согласуются с практикой постройки танкеров за последние годы.

Для учета этой практики² может быть предложена формула

$$\delta = 1,045 - 0,08 D^{-0,15}, \quad (34)$$

преобразуемая в

$$\delta = 1,045 - 0,5^{1/6} D^{1/6} Fr. \quad (35)$$

Коэффициент при произведении $D^{1/6} Fr$ не сохраняет постоянного значения, как в формуле Бикера, а изменяется в пределах $\pm 2\%$. Поэтому графическая формула (35) изображалась бы не линией, а полосой, охватывающей большее количество точек, чем прямая, выражаемая двучленным уравнением с постоянными коэффициентами. При увеличении D с 10 000 до 200 000 т величина $D^{1/6}$ увеличивается с 1,165 до 1,225, что обеспечивает достаточную ширину «полосы» δ .

Преимущество формул типа

$$\delta = A - B D^{-0,15},$$

¹ На графике изображена также опубликованная в 1964 г. формула С. В. Лопатин $\delta = 1,04 - 1,37 Fr$.

² Для судов без фундаментального носа; у судов с носом типа булява δ может быть увеличен.

сводящихся к формулам вида

$$\delta = A - B' \sqrt[3]{D^{1/3} Fr},$$

появляющихся типа

$$\delta = A_1 - B_1 Fr$$

заключается в том, что они позволяют лучше учесть опыт постройки современных крупнотоннажных и скоростных танкеров. Поскольку такие танкеры имеют обычно меньшую относительную длину, чем танкеры меньшего тоннажа с той же относительной скоростью, то их можно строить (и фактически строят) с большими коэффициентами общей полноты. Вместе с тем обводы судов с большей абсолютной скоростью хода (при той же относительной скорости) согласно формулам (34) или (35) должны быть несколько острее, чем у более тихоходных судов.

Для танкеров обычного архитектурного типа с неограниченными главными размерениями определение коэффициента общей полноты по формуле (34) дает погрешность, не превышающую обычно $\pm 2\%$.

Следует учесть, что литературные данные о построенных или строящихся танкерах редко содержат надежные данные о коэффициенте общей полноты. Иногда сообщаются главные размерения и полное водоизмещение танкера, что позволяет, задаваясь плотностью морской воды, рассчитать величину δ . Однако эти расчеты могут оказаться неточными, поскольку, помимо возможной погрешности в оценке плотности воды, иногда вызывает сомнения соответствие принятой осадки указанному водоизмещению танкера.

Согласно американской практике, описанной в статье Роджера Джонсона и Генри Рамбля [65], коэффициент общей полноты танкера выбирают в начальной стадии проектирования по графику рис. 32, устанавливая к нему его зависимость от полного водоизмещения и скорости хода. График, зависящий лишь из работы [65], для удобства пользования перестроен. Он дает, по-видимому, завышенные значения δ для наиболее крупнотоннажных танкеров.

Рис. 32. Зависимость произведения δL от водоизмещения танкера.

1 — по Джонсону и Рамбле;
2 — по Роджеру.

Отметим попутно, что в указанной работе длина танкера между перпендикулярами определяется делением произведения δL , взятого с рис. 32 в зависимости только от полного водоизмещения танкера, на коэффициент общей полноты, найденный из графика рис. 32. Если выразить формулой зависимость произведения δL от D , перенеся все величины в метрические меры, то получится: по Джонсону и Рамбле $\delta L = 3,24 D^{0,429}$, м, а по формулам (29) и (32) $\delta L = 5,12 D^{0,14}$, м.

Определение длины танкера L , основанное на допущении, что скорость хода практически не сказывается на величине произведения δL , представляется допустимым лишь в качестве контрольного.

§ 26. Коэффициенты полноты миделя-шпангоута, призматический и грузовой ватерлинии

Современные танкеры строятся обычно с плоским, лишенным килеватости, дном, сопрягающимся с бортовой скулой, омырченной по кривой, близкой к окружности радиуса q .

Для судов с обводами по 60-й серии Кардифского бассейна радиус закругления скулы $q = 0,6(1-\delta)\sqrt{BT}$, м; коэффициент полноты миделя таких судов

$$\beta = \frac{36}{87} = 1 - \left(2 - \frac{\pi}{2}\right) \frac{r^2}{BT} \approx 1 - 0,135(1-\delta)^2. \quad (36)$$

Часто радиус закругления скулы принимают на 25—35% больше указанной выше величины; при $q = 0,8(1-\delta)\sqrt{BT}$

$$\beta \approx 1 - 0,28(1-\delta)^2. \quad (37)$$

При обычных для танкеров значениях коэффициента общей полноты $0,70 < \lambda < 0,84$ коэффициент полноты миделя колеблется в пределах $0,975 < \beta < 0,995$.

По В. Б. Драгомиревичу,

$$\beta = 0,965 + 0,0082 \sqrt{\lambda - \frac{2}{3}}.$$

В предварительных расчетах можно принимать для танкеров без килеватости дна $\beta = 0,985$.

Коэффициент продольной остроты (призматический)

$$\tau = \frac{z}{\beta} \approx 1,015,$$

т. е. его величина практически определяется коэффициентом общей полноты δ .

Форма и коэффициент полноты грузовой ватерлинии танкера оказывают существенное влияние на его ходкость, остойчивость, непотопляемость, вмесимость. Л. М. Ногинд отмечает, что в настоящее время нельзя указать какие-либо практические приемы, позволяющие в начальной стадии проектирования обосновать выбор коэффициента полноты грузовой ватерлинии проектируемого судна с учетом всех обстоятельств; статистические формулы, предложенные различными авторами, связывающие рекомендуемые значения коэффициента α с другими коэффициентами формы или числом Фруда, пригодны, по мнению Л. М. Ногинды, лишь для предварительной ориентировки.

В качестве таких приближенных формул Л. М. Ногинд предлагает следующие:

$$\alpha = 0,83\tau + 0,20 \text{ при } Fr \leq 0,22;$$

$$\alpha = 0,7\tau + 0,28 \text{ при } Fr > 0,22.$$

Дидз дает график, выражающий зависимость

$$\alpha = 0,667\delta + 0,333.$$

Манро-Смит предлагает формулу

$$\alpha = \frac{1}{2} + 0,1.$$

Для судов с обводами по 60-й серии Кардифского бассейна принята зависимость

$$\alpha = 0,845\delta + 0,194.$$

По В. Б. Драгомиревичу,

$$\alpha = 4,7v^2 - 6,2v + 2,822.$$

Эти формулы просты и удобны для расчетов, но они не учитывают специфики судов различных назначений и скоростей и поэтому пригодны лишь для грубого приближения.

Одним из факторов, влияющих на величину α , является распределение призматического коэффициента между носовой и кормовой полостями судна. Попытка учесть это была предпринята в работе [34], где предложены выражения, определяющие величину α для судов различных назначений, размеров и скоростей. Для танкеров рекомендована формула

$$\alpha = 0,606v_{\text{max}} - 0,735(v_{\text{max}} - 0,66)^2 + 0,408v_{\text{max}} + 0,028,$$

дающая, по мнению Р. Л. Ромей, отклонения от действительных значений α в пределах не более $\pm 1,5\%$.

Таблица 21

Некоторые коэффициенты и характеристики формы судов с обводами по системе 80-й серии Кардэровского бассейна

Наименование	Модель			
	I	II	III	IV
Коэффициент обшей полноты δ	0,68	0,70	0,75	0,80
„ полноты модели δ_m	0,982	0,988	0,990	0,994
„ призматический τ	0,661	0,710	0,738	0,805
„ полноты КВЛ α	0,749	0,765	0,827	0,871
Полноты ЦП от модели λ_0 , % L	-0,5	+0,5	+1,5	+2,5
Носовое заострение $\frac{\Delta_{n, \lambda}}{L}$	0,472	0,410	0,350	0,290
Кормовое „ $\frac{\Delta_{k, \lambda}}{L}$	0,433	0,471	0,440	0,410
Призматический коэффициент носового заострения $\gamma_{n, \lambda}$	0,63	0,660	0,704	0,761
То же, кормового заострения $\gamma_{k, \lambda}$	0,667	0,680	0,685	0,685
Призматический коэффициент γ_{max} носовой полноты	0,654	0,721	0,721	0,851
То же, кормовой полноты γ_{max}	0,672	0,698	0,724	0,750
Отношение $\frac{L}{B}$	7,25	7,00	6,75	6,50
„ $\frac{B}{T}$	2,50	2,50	2,50	2,50
Расчетные значения коэффициента полноты КВЛ α				
По Норду (при $Fr < 0,32$)	0,749	0,769	0,829	0,868
„ „ (при $Fr > 0,32$)	0,743	0,787	0,811	0,843
По Дайра	0,787	0,805	0,833	0,867
„ Матро-Сенту	0,750	0,805	0,850	0,900
„ формула Кардэровского бассейна	0,743	0,765	0,827	0,870
„ Драгомиревичу	0,776	0,792	0,817	0,873
„ Ромей	0,695	0,746	0,801	0,823

Для ее применения необходимо знать распределение φ между $\varphi_{\text{пол}}$ и $\varphi_{\text{горм}}$, что обычно известно проектиantu в начальной стадии проектирования. Поэтому можно предложить пользоваться данными Тодда [60] о $\varphi_{\text{пол}}$ и $\varphi_{\text{горм}}$ для судов с обводами по 60-й серии Карднеровского бассейна. Величины $\varphi_{\text{пол}}$ и $\varphi_{\text{горм}}$ зависят от положения центра волнения по длине судна; в табл. 21 приведены некоторые данные теоретических чертежей основной 60-й серии, в которой каждому коэффициенту общей волноты δ соответствует определенное положение ЦВ, определенное координатой $x_{\text{св}}$, выраженной в процентах от длины судна между перпендикулярами (в нос от миделя — плюс, в корму — минус). Для сопоставления с действительной величиной α в конце таблица даны результаты расчета коэффициента полноты грузовой интерлинии по приведенным выше формулам.

Лучшие приближения дают формулы Нагата и Карднеровского бассейна, преимущество которых состоит не только в точности, но и в простоте.

§ 26. Высота борта. Пример расчета высоты борта танкера

Выбор высоты борта танкера должен обеспечивать:

- 1) необходимую грузопместимость судна;
- 2) выполнение требований Регистра СССР о минимальной высоте надводного борта;
- 3) удовлетворение рекомендаций Регистра о соотношениях главных размерений;
- 4) минимальный вес металлического корпуса;
- 5) минимальную заливаемость палубы при волнении;
- 6) приемлемую видимость по борту судна.

Перечисленные требования иногда настолько противоречат друг другу, что проектиantu приходится изменять наиболее приемлемый компромисс, позволяющий безусловно выполнить только те требования, которые в данном частном случае будут рассматриваться как обязательные.

Если проектирование танкера выполняется по методу вариаций, то проектиantu уже в начальной стадии проектирования необходимо с достаточной точностью знать высоту борта для каждого рассматриваемого варианта, так как, сканиваясь на весь корпус и размерах судовых устройств, она влияет на все технико-экономические показатели сопоставляемых вариантов в построенных судах.

Для обоснованного определения минимальной высоты борта танкера в свою очередь требуется знание многочисленных факторов, обычно малознакомых в начальной стадии проектирования, например длин и высот надстроек, формы палубной линии, зависимости коэффициента общей волноты от увеличения осадки и др. Отсутствие этих сведений неизбежно сказывается на точности определения высоты борта. Поэтому в начальной стадии проектирования приходится ограничиваться приближенным определением высоты борта, для которого достаточно тех данных, которые уже в это время должны быть в распоряжении проектианта.

Чтобы приблизительно определить минимальную высоту борта танкера, можно использовать статистику современного танкеростроения.

На рис. 34 изображена номограмма статистической зависимости между минимальной высотой борта H танкера, его длиной между перпендикулярами L , коэффициентом общей волноты δ и осадкой T . Поскольку минимальная высота борта танкера зависит и от других параметров, номограммой можно пользоваться только для определения

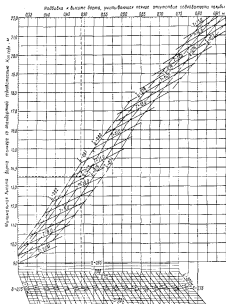


Рис. 38. Номограмма для приближенного определения максимальной высоты слоя тавара R_{max} .

При известном значении действительной однородности слоя рекомендуется выбирать R_{max} , соответствующее для слоя из стандартной однородности, на 0,20–0,25 единицы, превышающей из средней нормы.

величины H в первом приближении. Получаемая при этом погрешность не превосходит обычно 2%. Шкала в верхней части графика позволяет внести поправку на отсутствие седловатости палубы. Пучок штрихпунктирных кривых $\frac{T}{H}$ показывает, что отношение осадки к высоте борта падает по мере роста размеров танкера.

Правила о грузовой марке морских судов, опубликованные Регистром СССР в 1949 и 1953 г. (второе издание), нормируют минимальную высоту надводного борта, т. е. безопасный надводный борт, обеспечивающий судну в грузовой состоянии запас плавучести, признаваемый достаточным на основании практики плавания подобных судов в определенных условиях. При этом предполагается, что размещение на судне груза, балласта и т. п. обеспечивает ему достаточную остойчивость; конструкция судна удовлетворяет требованиям достаточной прочности и жесткости при минимальном надводном борте; на судне предусмотрены эффективные средства защиты его и экипажа от действия моря, закрытия отверстий, ограждения и т. д.

Если все перечисленные условия выполнены, Правила, основанные на Международной конвенции 1930 г. о грузовой марке, ратифицированной ЦИК СССР в 1932 г., регламентируют для самонавигных судов, предназначенных для перевозки жидких грузов наливом (как и для судов других классов и назначений), минимальную высоту надводного борта¹.

Полный расчет минимального надводного борта возможен только после достаточно глубокой проработки проекта, когда известны архитектурный тип судна, размеры надстроек, конструкция корпуса, известны кривые элементов теоретического чертежа, чертежи общего расположения судна и т. д.

Однако и в начальной стадии проектирования можно приблизительно определить минимальную высоту борта танкера, пользуясь не только статистическими данными, но и Правилами о грузовой марке. Основная часть расчета может быть выполнена с достаточной точностью по номограммам В. М. Векслера [7], откорректированным в соответствии с произведенным Регистром СССР в 1953 г. дополнением Правил о грузовой марке 1949 г.² для танкеров длиной 183—320 м.

Максимальная высота борта приблизительно определяется по этим номограммам в следующем порядке:

1) по известным длине танкера L , осадке T и коэффициенту общей полноты δ задаются, пользуясь номограммой рис. 34, двумя значениями $\frac{T}{H}$, стремись удовлетворить при этом условию $\frac{L}{H} \leq 14,0$; определяют обратные величины, т. е. находят два значения отношения $\frac{H}{T}$; каждому из них соответствует предполагаемое значение минимальной высоты борта $H_{\text{вкл}}$ и $H_{\text{вкл}2}$

$$H_{\text{вкл}} = T \frac{H}{T} \text{ м};$$

2) на левой стороне номограммы I (рис. 35) находят две точки $\left(\frac{H}{T}, \delta\right)$ и проектируют их направо на бинарную шкалу;

¹ В 1930 г. в Лондоне состоялась Международная конференция с участием Советского Союза, принявшая новый текст Правил о грузовой марке.

² Во втором издании Правил о грузовой марке (1953 г.) таблица надводного борта танкеров продлена до $L=320$ м с интервалами 3 м. В новом тексте Правил 1956 г. табличная длина танкеров доведена до 365 м с интервалами 1 м.

3) через каждую из полученных на бипарной шкале точек и отметку длины танкера между перпендикулярами L на наклонной шкале проводят прямолинейные лучи (см. рис. 35) до пересечения с вертикальной правой шкалой надводного борта B ;

4) записывают два значения B , соответствующие принятым в начале расчета отношениям $\frac{H}{F}$. Полученные значения надводного борта

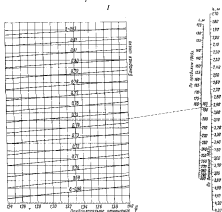


Рис. 35. Номограмма I для определения минимальной надводной части борта B танкера по Приказам о грузовой марке (высота борта по номограммам H и H').

Пример, $L = 190,0$ м; $M = 10,75$ м (надстройка)

$$F = 10,85 \text{ м}; \quad \frac{H}{F} = 1,285,$$

$$F' = 9,75; \quad \frac{H'}{F'} = 2,322 \text{ м.}$$

отмечают табличному надводному борту, откорректированному с учетом условного коэффициента общей полноты;

5) для введения поправки на высоту борта и вычета на раздельные надстройки пользуются номограммой N (рис. 36). На левой шкале N делают отметки, соответствующие двум намеченным значениям минимальной высоты борта. Соединяют эти точки прямолинейными лучами с точкой на шкале коэффициента общей полноты δ и отмечают места пересечения этих лучей со шкалой «шпиринг»;

6) на шкале длины танкера L находят точку, отвечающую длине и конструктивному типу танкера: если танкер имеет среднюю надстройку, отметку находят на стороне α (левой); если он без средней

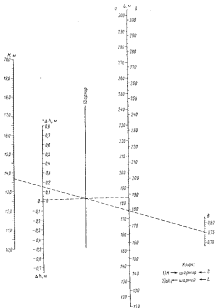


Рис. 36. Носогоризонт H для определения высоты Δh , приближенной к высоте минимального пазового борта δ танкера, определенной по помаркам I $\delta_0 = \delta + \Delta h$.

Цифра 1 имеет две стороны: «—» — значение средней надстройки; «—» — от отсчитывания δ в м. в. в.

$\delta_0 = 100,0$ м; $H = 137$ м; $\Delta = 0,70$.

Средняя надстройка отпавшая отсчитывающей:

$\Delta h = 10,000$ м; $\delta = 2,000 + 2,000 = 2,000$ м.

настройки или она не засчитывается как раздельная, отметку следует найти на правой стороне δ шкалы L ;

7) соединяют точки на «шарнире» с точкой на шкале L параллельными лучами и находят на пересечении со шкалой Δh ;

8) снимают со шкалы Δh положительную или отрицательную поправку $\pm \Delta h_1$;

9) принимают решение о характере седловатости верхней палубы танкера, т. е. будет ли она стандартной или нестандартной. Если седловатость верхней палубы будет стандартной, т. е. ordinаты кривой

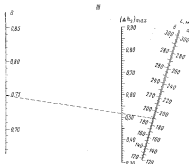


Рис. 37. Номограмма III для определения в первом приближении максимальной поправки Δh_1 , прибавляемой к высоте максимального надводного борта A_1 танкера при отсутствии седловатости.

Шкала L имеет две стороны: α — для значений средней надстройки; β — для ее отсутствия.

$$H = T + A + (\Delta h)_{\max} \quad \text{или} \quad T + h = A_1 + (\Delta h)_{\max}$$

При нестандартной седловатости вводится коэффициент нестандартности $\Delta h_2 = \Delta H \Delta h_{\max}$.

При α и β , $L = 105,0$ и средняя надстройка считается отсутствующей:

$$\alpha = 0,15 (\Delta h)_{\max} + 0,24 \text{ м, равенство } \Delta h_2 = 0,6-0,245 = 0,355$$

$$\Delta h_{\text{ист}} = 10,92 - 2,985 + 0,235 = 8,17 \text{ м.}$$

притыкания палубы к борту (на боковом виде) будут в шести контрольных точках деления совпадать с ординатами носовой и кормовой парабол, образующих по правилам о грузовой марке стандартную палубную линию, то поправка на нестандартную седловатость будет равна нулю. В случае несоответствия действительных и вычисленных по формулам Регистра ординат должна быть вычислена поправка к минимальной высоте надводного борта. Поскольку в последние годы по ряду рассматриваемых ниже соображений стал обычным отказ от стандартной седловатости верхней палубы танкеров, особенно крупнотоннажных, на номограмме III (рис. 37) приведено предельное значение поправки Δh_1 к высоте надводного борта при полном отсутствии седловатости. Правая сторона α шкалы L относится к танкерам со средней надстройкой; левая сторона β шкалы L применяется, если средняя

настройка отсутствует или не засчитывается. Прямая, соединяющая отметки B и L , указывает на пикаль Δh_1 ; максимальное значение поправки, прибавляемой к высоте надводного борта при полном отсутствии седловатости верхней палубы. При наличии нестандартной седловатости следует вводить к величине $(\Delta h_1)_{\max}$ поправочный коэффициент нестандартности, равный не более 1,0, который в начальной стадии проектирования может быть принят лишь приближенно. Для предварительных расчетов можно рекомендовать коэффициент нестандартности $k=0,4-0,7$;

10) вычисляют расчетное значение высоты по формуле

$$H_{\text{расч}} = T + h + \Delta h_1 + \Delta h_2, \text{ м}$$

и сравнивают полученные величины с исходными (предполагаемыми) $H_{\text{исх}}$, принятыми в п. 1 расчета. С помощью графического построения, показанного на рис. 38, легко находится величина $H_{\text{акт}}=H_{\text{расч}}$ минимальной высоты борта танкера, отличающая значения о грузовой марке.

Погрешность определения минимальной высоты борта танкера со стандартной седловатостью по номограммам I и II обычно не превышает 0,5%; при отсутствии седловатости эта погрешность по номограммам I, II, III обычно не превышает 1%. Для определения минимальной высоты борта с учетом действительного характера палубной линии, истинных длин и высот раздельных надстроек и других данных требуется более уточненный расчет.

На рис. 38 показаны резко искаженные по вертикали палубные линии танкера: a — со стандартной седловатостью, b — без седловатости, κ — с наиболее распространенным в настоящее время талом седловатости палубы, при которой палубная линия в сечении по диаметральной плоскости судна параллельна основной; у танкеров с такой седловатостью подъем палубной линии по бортам в оконечностях равен поглуби бимсов, составляющей обычно $\frac{1}{100}$ ширины судна.

Как видно из этого рисунка, отсутствие стандартной седловатости палубы, обусловливает увеличение минимальной высоты борта, позволяет несколько повысить объем танковой части, улучшить видимость из рулевой рубки по носу; изготовление такой палубы дешевле, чем с седловатостью.

Если действительная палубная линия занимает положение κ , то при вычислении поправки Δh_2 следует в величину $(\Delta h_2)_{\max}$ снижаемую с номограммой III (рис. 37), ввести коэффициент нестандартности, принимая его $\sim 0,64-0,72$.

Для повышения мореходности судов высоту раздельных надстроек часто принимают больше требуемой Регистром СССР. В результате возрастает планучность оконечностей, что дает основание для уменьшения минимальной высоты надводного борта, если прочность корпуса допускает соответствующее увеличение водонизложения.

Этот вопрос рассматривался Конференцией классификационных обществ, состоявшейся в 1955 г. в Париже, и на основании ее рекомендаций Регистр СССР разрешает уменьшить высоту минимального надводного борта у судов длиной более 183 м, действительная высота надстроек которых превышает стандартную (2,3 м).



Рис. 38. Графическое построение для определения минимальной высоты борта танкера, удовлетворяющей условию $H_{\text{акт}}=H_{\text{расч}}$.

При расчете поправки Δh_2 на недостаточную седловатость танкеров с избыточной высотой надстроек можно руководствоваться рис. 39.¹ Согласно этому между действительная палубная линия может быть замещена в пределах закрытых надстроек условной, представляющей собой диагональ параллелограмма, высота которых равна разности между действительной и стандартной высотами надстроек, а длина равна расчетной длине надстроек (до носового и кормового перпендикуляров). В начальной стадии проектирования излишние избытки высот надстроек на высоту борта можно учитывать, вводя в поправку Δh_2 коэффициент $\sim 0,5-0,6$.

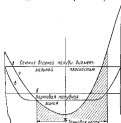


Рис. 39. Составление палубной линии танкера: а — со стандартной седловатостью; б — без седловатости; в — с учетом переизбытка палубы диаметральной плоскостью параллельно оконной (вертикальный масштаб в 50 раз больше горизонтального).

В более точном расчете минимального надводного борта ординаты условной палубной линии рассчитывают так, чтобы объем между условной и действительной палубными линиями равнялся произведению площади надстройки, измеренной на высоте $\frac{h_{\text{факт}} - h_{\text{станд}}}{2}$

верхней палубой в пределах расчетной длины судна (т. е. до носового и кормового перпендикуляров), на избыток высоты над-

стройки $h_{\text{факт}} - h_{\text{станд}}$. Если высота $h_{\text{факт}}$ переменна, то надстройку делят на два-три участка и определяют избыточный объем по частям, выполняя расчеты в табличной форме.



Рис. 40. Замена действительной палубной линии танкера условной, учитывающей избыток высоты носовой и кормовой надстроек.

Следует отметить, что с начала 1963 г. наблюдается тенденция строить танкеры не с минимальной, а с избыточной высотой борта, так как это создает ряд серьезных эксплуатационных преимуществ. При этом повышение борта практически не связано с увеличением расхода металла на корпус. Это объясняется тем, что благодаря увеличению вы-

¹ Принятая в 1964 г. Международная конвенция о грузовой марке предусматривает иной метод учета избыточной высоты надстроек.

соды борта может быть получен такой избыток кубатуры танков, при котором возможно разделение грузовых и балластных танков, в следопательство, резкое уменьшение их коррозии и увеличение долговечности корпуса. При разделении грузовых и балластных танков отпадает необходимость в сооружении на борту судна или на берегу дорогостоящих устройств для очистки балластных вод от нефти. В результате увеличения высоты борта уменьшается заливаемость палубы, что облегчает и делает менее опасными условия работы экипажа. Возможность выполнения одновременно грузовых и балластных операций позволяет сократить продолжительность портового времени и рейсовоборота.

Таким образом, повышение борта танкера сверх минимального дает возможность уменьшать эксплуатационные расходы, снизить величину расчетного нагибающего момента и уменьшить момент сопротивления сечения эквивалентного бруса — при рациональном распределении по длине танкера грузовых и балластных танков. Иными словами, связанные с этим преимущества достигаются практически без увеличения затраты металла и строительной стоимости судна.

Если принято решение, что проектируемый танкер будет с минимальной высотой борта, то, выбрав величину H согласно Правилам о грузовой марке, следует проверить, не противоречит ли она рекомендациям Регистра СССР и данным практики мирового танкостроения с точки зрения соотношений главных размеров, а именно: $\frac{L}{H} < 14,0$ (у некоторых танкеров, построенных за рубежом, $\frac{L}{H} \approx 14,6$); $\frac{B}{H} < 2,6$; $\frac{B}{T} = 1,24$ — для небольших и до 1,36 — для крупнотоннажных танкеров.

Для достижения минимальной заливаемости палубы при волнении требуется достаточная высота палубы бака с козырьком на носовом переборднике F , причем она должна возрастать с увеличением длины судна, так как одновременно растет и длина волны, способной залить палубу судна. На рис. 41 дается график рекомендуемых значений высоты F и отношения $\frac{F}{L_{\text{вдл}}}$, отражающий результаты специальных исследований.

При выборе высоты форштевня танкера необходимо также исходить из условия обеспечения приемлемой видности по носу судна при посадке в полный трюиз на ровный киль. Начиная с 1962 г. для уменьшения зоны невидимости на советских крупнотоннажных танкерах *Атлантис*, *Атлант*, *Лебедь* и др. японской постройки на носовой полумачте были расположены навигационные телекамеры. Этот опыт оказался удачным и получил широкое распространение. Несмотря на это следует стремиться к тому, чтобы луч, проведенный в ДП из рулевой рубки на высоте 1,6 м от ее пола через верхнюю точку козырька, оставал в зоне невидимости длину, не превышающую, по Бартели, 1,3L (желательно меньше).

Выполнение этого условия на крупнотоннажных танкерах без средней надстройки обычно совместно с условием незаливаемости палубы при волнении, если ходовая рубка размещена на высоте пятого-шестого яруса кормовой надстройки.

Определив необходимую по Правилам с грузовой марке минимальную высоту борта танкера с элементами: $L=214,0$ м; $B=30,5$ м; $T=12,085$ м; $\delta=0,796$.

Танкер трехостровной; верхняя палуба с селловатостью типа a^1 .

Заданы два значения $\frac{H}{T} : \left(\frac{H}{T}\right)_1 = 1,32$ и $\left(\frac{H}{T}\right)_2 = 1,35$, чему соответствуют исходные значения высоты борта

$$(H_{\text{исх}})_1 = 1,32 \cdot 12,085 = 15,95 \text{ м};$$

$$(H_{\text{исх}})_2 = 1,35 \cdot 12,085 = 16,32 \text{ м}.$$

По номограмме I (рис. 35) находим

$$(\Delta h)_1 = 3,375 \text{ м};$$

$$(\Delta h)_2 = 3,580 \text{ м}.$$

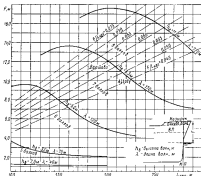


Рис. 41. Высота F козырька палубы бака по Фортену, обеспечивающая неизменяемость бака при волнении 5—8 баллов (обработка экспериментальных данных ЦАГИ).

Снимаем с рис. 36 поправку

$$(\Delta h_2)_1 = 0,340 \text{ м};$$

$$(\Delta h_2)_2 = 0,455 \text{ м}.$$

По номограмме III (рис. 37) определим наибольшую поправку $(\Delta h_2)_{\text{max}}$, отвечающую условию отсутствия селловатости палубы $(\Delta h_2)_{\text{max}} = 0,610 \text{ м}$.

¹ Исходные данные соответствуют танкеру *Amu De Rybaa*, построенному во Франции в 1954 г.

Коэффициент нестандартности для седловатости типа ε принимаем равным 0,63, а коэффициент избытка высоты настроек 0,55, тогда поправка

$$\Delta h_p \approx 0,63 \cdot 0,55 \cdot 0,61 \approx 0,220 \text{ м.}$$

Расчетная высота борта составляет

$$(H_{рас})_1 = 12,085 + 3,375 + 0,340 + 0,220 = 16,02 \text{ м.}$$

$$(H_{рас})_2 = 12,085 + 3,380 + 0,445 + 0,220 = 16,13 \text{ м.}$$

Сопоставление на графике исходных и расчетных значений высоты борта (рис. 38) дает приближенное решение

$$H_{рас} = H_{исх} = 16,05 \text{ м.}$$

По литературным данным, $H = 16,05$ м; таким образом, расчет по координатам I , II и III дает полную сходимость, что объясняется удачным подбором коэффициентов 0,63 и 0,55. Можно считать, что рекомендуемый метод позволяет оценивать в начальной стадии проектирования минимальную высоту борта танкеров с погрешностью до $\pm 2\%$.

Весовая нагрузка танкеров

§ 27. Общие сведения о весовой нагрузке

При составлении проектного задания полное водоизмещение танкера определяется делением чистой или полной грузоподъемности (действит.) на коэффициент утилизации, выбираемый с учетом архитектурного типа судна, его размеров и скорости хода на испытании. В последующих стадиях правильность выбора водоизмещения должна быть проверена по весовой нагрузке танкера — совокупности всех весов, на которых складывается его водоизмещение. На каждом этапе проектирования весовая нагрузка подсчитывается соответствующими приемами. В процессе предпроектной проработки она составляется укрупненно — на основе анализа весовых нагрузок прототипов, статистических весовых измерителей, расчетов по приближенным формулам или графикам. При основном проектировании для составления детализированной нагрузки используются веса, предусмотренные техническими условиями на поставку оборудования, а также разрабатываемыми в этой стадии конструктивными схемами и чертежами; только недостающие статьи нагрузки принимают по статистическим данным.

Расчет весовой нагрузки судна, определяющий его водоизмещение и положение центра тяжести, является важнейшим на всех стадиях проектирования для обоснования выбора основных элементов, принимаемых в проекте, экономически оптимального варианта, набора металлического корпуса и т. п.

Это, однако, не свидетельствует о повышенных требованиях к точности подсчета весов, даля и моментов (не следует смешивать ее с точностью подсчетов весов в исходной технической документации, исходной нагрузке и т. д.). Обычно весовые данные (веса, координаты и т. п. и моменты весов), определенные для каждой статьи, подгруппы, группы и раздела нагрузки, округляют до трех значащих цифр со степенью точности, указанной в табл. 22.

При подсчете укрупненной весовой нагрузки в стадии предпроектного проектирования следует иметь в виду, что в связи с внедрением в судостроение новых конструктивных и отделочных материалов, постоянным совершенствованием конструктивных и архитектурных решений, развитием судового машиностроения, улучшением условий обитаемости и работы экипажа неизбежно устаревают статистические весовые данные о построенных судах. Поэтому проектант должен уметь правильно оценивать эти данные и корректировать их с учетом современного опыта и особенностей проектируемого судна. Некритическое использование статистических закономерностей может привести к погрешностям в определении полезной грузоподъемности танкера, его строительной стои-

Степень тонкости при расчетах весовой нагрузки

Для судов водоизмещением D , т	Вес P , т	Координаты з. т. шасси			Моменты шасси		
		x , м	y , м	z , м	Px , т·м	Py , т·м	Pz , т·м
От 1000—до 10000	0,1	0,1	0,01	0,01	1	0,1	0,1
« 10000 и более	0,1; 1	0,1	0,1	0,01	0,1; 1	0,1; 1	0,1; 1

ности и связанных с ними технических и эксплуатационно-экономических показателей.

Предлагаемые в гл. IV и VII измерители для предварительного расчета весовой нагрузки танкера основаны на опыте проектирования и постройки стальных одновыкатных танкеров к концу 1964 г.

§ 28. Виды водоизмещения

В советском транспортном судостроении в зависимости от состояния нагрузки судна различают следующие два вида водоизмещения:

А. Водоизмещение порожнем готового судна, полностью укомплектованного механизмами, оборудованием, запасными частями, снабжением и всем необходимым для эксплуатации судна, включая воздух в корпус судна, заправочные жидкие грузы в трубопроводах, механизмах, котлах и т. д., но без провозки, расходных запасов топлива, смазки, питательной, мыльной и питьевой воды, экипажа, пассажиров с багажом, жидкого балласта и перевозимого груза.

Б. Полное водоизмещение, состоящее из водоизмещения порожнем и полного дедвейта, включающего перевозимый груз, в том числе пассажиров с багажом, людей и провизии, хозяйственные грузы — топливо, воду для котлов, смазочные материалы, а также экипаж с багажом, людей и провизией, и, наконец, расходные материалы. Полному водоизмещению судна с минимальным надводным бортом соответствует осадка судна по летнюю грузополную марку¹.

На практике весовая нагрузка танкера составляется в следующем порядке:

А. Водоизмещение порожнем.

Б. Дедвейт для нескольких случаев нагрузки судна, например:

1) в полном грузу и с полными запасами топлива, масла и воды для основной дальности плавания R_1 , т. е. в начале рейса;

2) то же, но с 10%-ными остатками топлива, масла и воды, т. е. перед приходом в порт назначения; для топлива нужной весовки судна возможен прием балласта;

3,4) случаи нагрузки, аналогичные пп. 1 и 2, но для другой дальности плавания, например на «коротком плече» $R_2=0,2R_1$;

5,6) начало и конец балластных переходов.

В. Таблица полного водоизмещения при всех перечисленных случаях нагрузки.

¹ На исключенном элементе с минимальным надводным бортом, у которого полному водоизмещению соответствует расчетная осадка судна в полном грузу.

§ 29. Разбивка водонизмещения судна порожнем

Возможны различные системы организации весов, образующих водонизмещение судна порожнем, что иногда бывает причиной ошибок и недоразумений. Поэтому ниже приведена система, действующая в практике советского транспортного судостроения.

Весы, составляющие водонизмещение судна порожнем, разбиваются на следующие разделы, обозначаемые одной прописной и одной строчной буквами: Кр — корпус; Ст — системы; Мш — машинная установка; Эл — электрооборудование; Внутрисудовая связь и управление; Вр — средства внешней связи и навигации; Жг — жидкие грузы; Зв — запас водонизмещения и устойчивости.

Каждый раздел разбивается на группы, обозначаемые прописными буквами русского алфавита А, Б, В и т. д. Группы разбиваются на подгруппы, обозначаемые римскими цифрами I, II, III и т. д., а подгруппы — на статьи, обозначаемые арабскими цифрами 1, 2, 3, и т. д.

В различных стадиях проектирования пользуются либо наиболее укрупненной разбивкой весов по разделам, либо детализированной, вплоть до постатейной. Для справочных целей дается содержание некоторых статей этой разбивки.

Раздел Кр — корпус

Группа А — голый корпус

Подгруппа I — металлический корпус.

Статьи: наружная обшивка, настил второго дна, продольные и поперечные связи набора дна и бортов, палубы и платформы, главные продольные и поперечные переборки, второстепенные переборки и перегородки, дымовая труба и дымоходы, обшивка и набор надстроек, рубок, кюветов, площадок, волломонов, мачты с мостиками, площадками и т. д., грузовые колошты, штепели, клюзы, доковки, насадки, mortars, боковые килы, закрепочные головки, выступающие части сварных швов и т. д.

Подгруппа II — подкрепления и фундаменты.

Статьи: подкрепления под мачты; фундаменты под главные механизмы с воздухопроводами, котлы, вспомогательные механизмы и устройства, судовые устройства и палубные механизмы под механизмами судовых систем, электрооборудование, средства связи и управления; фундаменты и подкрепления под электрооборудование, якорные, крепления предметов снабжения и запасных частей.

Подгруппа III — деревянные вещи.

Статьи: наливники всех типов и назначений, крышки сходных люков и горловин, световые люки с приводами для открывания, двери, трапы и трапбалки, леерные и прочие ограждения, тентовое устройство, штормовые шпигаты, восточные вышки для тросов, шлангов и т. д.

Подгруппа IV — неметаллические части корпуса.

Статьи: рубки и перегородки, обшивка цепных ящиков, различные подкладки,

Подгруппа V — окраска корпуса и надстроек, прожекторы, прокладки.

Эта подгруппа включает окраску корпуса.

Подгруппа VI — изоляция.

Статьи: изоляция жилых, служебных, общественно-бытовых, медицинских, санитарно-бытовых и рефрижераторных помещений, кладовых и трюмов, дымовых труб и дымоходов, машинно-котельных и электро-технических отделений; звуковая и шумопоглощающая изоляция.

Подгруппа VII — покрытие палуб и полов, цементирование корпусов, а также настильные покрытия.

Подгруппа VIII — воздух в корпусе¹.

Группа В — оборудование помещений и кладовых

Группа В — судовые устройства

Подгруппа I — рулевое устройство.

Подгруппа II — якорное устройство.

Подгруппа III — швартовное и буксирное устройства.

Подгруппа IV — якорное и спасательное устройства.

Подгруппа V — устройство для измерения качки.

Подгруппа VI — грузовые устройства (стрелы, лебедки, краны, лифты и т. д.).

Подгруппа VII — ригель и такелаж.

Подгруппа X — устройство приема и передачи на борт жидких грузов.

Подгруппа XI — поддувающее устройство.

Подгруппа XV — антенное, сигнальное и прочие устройства.

Раздел Ст — системы

Группа А — трюмные и пожарные системы

Подгруппы I—XIII — системы: осушительная, спускная и пере-
пускная, балластная, противопожарная водо-
ная, газо- и пеногасящая, броненная и т. д.

Группа В — системы бытового водоснабжения и
канализации

Подгруппы I—V — системы литьевой, мыльной, забортной воды,
фонтанная и сточная, минеральная.

Группа В — системы вентиляции, отопления и охла-
ждения, кондиционирования воздуха, воздушных и
измерительных труб, парового отопления и т. д.

Группа Г — системы судовых запасов (приема и
перекачки топлива, воды и масла), обогрева топлива,
пропаривания и паротушения

Группа Ж — прочие системы

Подгруппа I — переборочные трубы.

Подгруппа II — система сжатого воздуха высокого давления.

Подгруппа III — пневматическая система и т. д.

Подгруппы V и VI — системы общесудовой гидравлики, системы
и сирены.

Подгруппа VII — грузовая система танкером.

Подгруппа IX — самовсасывающая система.

Подгруппы XII—XV — системы очистки льяльных вод, обогрева
танков и др.

Группа И — механизмы систем с запорными ча-
стями

Группа К — окраска трубопроводов систем

¹ В зарубежной практике под воздухом в танках часто понимают и балласт, по-
скольку при откачке груза вытесняет воздух, что позволяет увеличивать вес груза.

Раздел Маг — машинная установка

Группа А — главная машинная установка

Подгруппа I — агрегаты и механизмы главной машинной установки.

Статьи: главные двигатели в полном сборе с передачами, навешенными механизмами, обшивкой, изоляцией и т. д.; главные котлы в полном сборе; автономные вспомогательные механизмы, обслуживающие главные агрегаты, теплообменные аппараты, фильтры и другие устройства; монтажный материал.

Подгруппа II — оборудование помещений главной машинной установки.

Статьи: владные цистерны, площадки, трапы, выгородки и полки; устройства для погрузки и выгрузки механизмов; системы вентиляции машинного и котельного отделений с вентиляторами; газоотводы, глушители и т. д.

Подгруппа III — запасные части главной машинной установки.

Группа В — трубопроводы главной машинной установки

Подгруппа I — циркуляционный масляный трубопровод главных агрегатов.

Подгруппа II — охлаждающий трубопровод забортной воды.

Подгруппа III — охлаждающий трубопровод пресной воды.

Подгруппа IV — топливный трубопровод от расходных цистерн к главным двигателям.

Подгруппа V — трубопровод сжатого воздуха.

Подгруппа VI — главный паропровод.

Подгруппы VII и VIII — вспомогательный паропровод; трубопровод отработавшего пара.

Подгруппы IX—XV — прочие трубопроводы с открытой.

Группа В — независимые вспомогательные установки

Подгруппы I—IV — теплообменные установки; вспомогательная котельная установка с запасными частями и оборудованием помещений вспомогательных установок.

Группа Г — трубопроводы независимых вспомогательных установок

Группы Д — валопровод и движители, включая дейдвудные трубы, тормозы, торсионметры, запасные валы и пеньки.

Группы Е — системы теплоконтроля, авторегулирования, дистанционного управления и т. д.

Раздел За — электрооборудование, внутрисудовая связь и управление

Группа А — электрооборудование

Подгруппа I — источники электроэнергии общесудовые в полном сборе с двигателями, обслуживающими вспомогательными механизмами и т. д.; преобразователи.

¹ В морской практике все этикетные пеньки и роулы обычно включают в дебарку.

трансформаторы, аккумуляторные батареи, запасные части и специальный инструмент.

Подгруппа II — оборудование электротехнического отсека.

Статьи: расходные цистерны, площадки, ограждения, трапы, трубопроводы первичных двигателей, устройства для погрузки и выгрузки механизмов, трубопроводы вентиляции в сборе.

Подгруппа III — распределительные устройства и кабели.

Подгруппа IV — сеть освещения.

Подгруппа VII — дистанционное и автоматическое управление машинной установкой.

Подгруппа X — сеть вентиляции.

Группа Б — внутрисудовые связь и управление (электрические)

Группа В — крепежный и монтажный материал

Раздел Вр — средства внешней связи и навигации

Группа И — радиотехническое оборудование

Подгруппы: радио- и гидролокационные станции; телеграфические аппаратуры; навигационные установки; контрольно-измерительная аппаратура.

Группа К — внешняя связь

Статьи: аппаратура радиосвязи, источники питания, антенное устройство.

Группа Л — штурманское (навигационное) оборудование

Подгруппы — гидрокомпасы, лоды, эхолоты, системы датировки-числения, магнитные компасы, радиополеметры и т. д. — с аксессуарами устройствами, кабелями, крепежом, запасными частями и пр.

Раздел Жг — жидкие грузы

Группа А — остатки жидких грузов в корпусе

Подгруппа I — вода в корпусе, машинно-котельном отделении, местных цистернах, ледовых ящиках, крытояных коробках, дейдвудных трубах, забортных патрубках и т. д.

Подгруппы II и III — топливо и масло в цистернах корпуса и местных.

Подгруппа IV — жидкие грузы в механизмах судовых устройств.

Группа Б — вода, топливо, масло, раствор и т. д. в механизмах и трубопроводах систем

Группа В — жидкие грузы в механизмах, аппаратах и трубопроводах машинной установки¹

Подгруппа I — вода в главных машинах, вспомогательных машинах и теплообменных аппаратах, конденсаторах, теплых ящиках, главных и вспомогательных паровых котлах, трубопроводах, расходных и сточных цистернах.

¹ В зарубажной практике часть жидких грузов зачисляется в девайсы.

Подгруппы II и III — топливо и масло в механизмах, трубопроводах и цистернах.

Группа Г — жидкие грузы (вода, топливо, масло) в механизмах и аппаратах электрооборудования

Группа К — вода в плавательных бассейнах

Раздел Св — снабжение, экипаж и провизия

Раздел За — запас водонизмещения и остойчивости

Сумма всех перечисленных весов составляет водонизмещение судна порожнем.

§ 30. Примеры загрузки танкеров (водонизмещения порожнем)

Автор счит целесообразным в качестве справочного материала привести весовую нагрузку четырех танкеров А, В, В, Г (табл. 23).

Таблица 23

Главные размеры и основные технические характеристики четырех танкеров

Показатели	Танкеры			
	А	Б	В	Г
Водонизмещение, м	16 250	27 200	26 770	62 600
Длинейт, м	11 650	20 450	20 550	49 270
Длина между перпендикулярами, м	108	166	188	214
Ширина, м	19,3	23,0	23,8	31,0
Высота борта, м	10,4	12,3	13,7	15,4
Осадка летняя, м	8,5	9,0	10,61	11,6
Коэффициент обшей полноты	0,703	0,75	0,75	0,79
Тип силовой установки	Линейно-редукторная	Газотурбо-двигатель	Паротурбоустановка	
Мощность главного двигателя, л. с. в.	2х2000	11 800	19 000	19 000
Предел текучести стали основного корпуса, кг/мм ²	24	30	35	40
Кубический модуль, м ³	27 550	47 600	66 450	102 160
Квадратный модуль, м ²	4085	5860	7425	6900

Весовая нагрузка по небольшому танкеру А (табл. 24) дана в наиболее укрупненной форме (по разделам).

В табл. 25 дана разбивка весов (по группам и подгруппам) танкеров Б и В.

Наиболее подробная (подробнейшая) весовая нагрузка танкера Г, содержащая данные о координатах и, т., приведена в табл. 26.

Таблица 24

Усредненные данные нагрузки танкера А, т

Голый корпус	3499
Оборудование помещений и кладовых	49
Судовые устройства	323
Системы	253
Машины установки	450
Электробоорудование, связь и управление	120
Живые грузы	17
Водоизмещение порожнем	4886 ± 4820

Таблица 25

Усредненные данные нагрузки танкера Б и В, т

№ погрузки	Наименование	Танкер Б	Танкер В
Кр А1	Металлический корпус	4312,0	6047,7
Кр А11	Подкрепления и фундаменты	111,6	119,5
Кр А111	Дольные связи	77,5	182,0
Кр А1V	Деревянные части корпуса	4,6	14,6
Кр АV	Овердека	75,9	54,4
Кр АVI	Нормалек	85,1	134,0
Кр АVII	Покрываете палуб и полки в каютах/проходах	132,8	173,8
Кр АXI	Противопожарная защита	—	14,2
Кр А	Итого, голый корпус	4809,5	6770,0
Кр Б1	Оборудование жилых и служебных помещений	53,0	62,9
Кр Б11	Оборудование кладовых	7,4	16,7
Кр Б	Итого, оборудование помещений	60,4	79,6
Кр В1	Рулевые устройства	40,2	53,0
Кр В11	Якорное "	119,8	255,5
Кр В111	Швартовное и буксирное устройства	110,0	—
Кр В1V	Шлюпочное устройство	17,4	46,6
Кр ВV1	Грузовое "	22,4	34,2
Кр ВV11	Мачтовое "	0,1	—
Кр ВX	Прочие устройства	0,1	—
Кр В	Итого, судовые устройства	310,0	389,3
Кр	Всего по разделу Кр	5180,0	7178,0

№ подгруппы	Наименование	Танкер Б	Танкер В
Ст А	Тренинг и пожарные системы	61,1	68,2
Ст Б	Системы автоматического регулирования и контроля	19,8	26,8
Ст В	Вентиляционные и отопительные системы и рефрижерация	33,3	163,8
Ст Г	Прочие системы (грузовая, газоотводная и пр.)	148,7	171,1
Ст Д	Механические системы	18,2	14,8
Ст Е	Окраска трубопроводов систем	1,8	Бес учета
Ст Ж	Механизмы и оборудование насосных отделений механических судов	58,4	45,1
Ст	Всего по разделу Ст	339,3	489,8
Ма А	Главные механические установки	396,4	329,6
Ма Б	и вспомогательные	—	233,7
Ма В	Трубопроводами механических установок	102,4	128,3
Ма Г	Вспомогательными установками	87,2	84,7
Ма Д	Трубопроводами вспомогательными установками	8,6	—
Ма Е	Вспомогательными трубопроводами	35,6	22,5
Ма Ж	Насосов и двигателей	126,9	78,8
Ма И	Посты управления механической установкой	54,0	11,9
Ма К	Окраска трубопроводов	4,2	Бес учета
Ма	Всего по разделу Ма	783,3	806,3
Эл А	Электрооборудование	89,7	122,1
Эл Б	Связь и управление судном (включая ВР—средства внешней связи и навигации)	8,3	14,3
Эл	Всего по разделу Эл	98,0	136,4
Жг А	Остатки жидких грузов в картах	37,2	69,0
Жг Б	Жидкие грузы в механических аппаратах и трубопроводах механической системы	84,3	208,3
Жг Г	Жидкие грузы в механических аппаратах и трубопроводах судовых систем	5,3	21,0
Жг Д	Жидкие грузы в механических и аппаратах электрооборудования	9,6	7,0
Жг	Всего по разделу Жг	136,3	305,3
Зв	Звукосигнализация	194,1	227,3
О _{мех}	Всего механические приборы	6 710,0	9 220,0
ДВ	Дедвейт	20 480,0	20 889,0
В	Полное водоизмещение	27 900	39 770

Внутренняя нагрузка танкера Г (вес, т; аббревиатура п. т., л)

№ статьи	Наименование	P , т	x , м	y , м	z , м
Кр	Корпус				
Кр А	Голый корпус				
Кр А I	Металлический корпус				
1	Наружная обшивка	2023,0	1,7	0	8,0
2	Настли второго дна, служебные стрингеры	57,6	-76,3	0	1,7
4; 5	Продольные и поперечные связи междудекового набора во втором дна	170,8	-77,5	-0,1	0,9
4; 7	Продольные и поперечные связи набора бортов	141,4	-80,0	0	8,5
8; 9	Продольные и поперечные связи набора донца и бортов в оконечностях	1382,7	14,5	0	4,4
11	Верхняя палуба	1690,0	-3,1	0	15,7
15—17	Платформы	175,1	-71,2	0	10,0
18	Главные поперечные переборки	1401,7	9,5	0	7,9
19	— продольные —	329,1	6,5	0	7,7
20	Вспомогательные переборки и перегородки	334,8	-32,8	-0,2	11,0
21	Дымовая труба	21,9	-88,5	0	30,9
22	Обшивка и набор бортов, кроме переборок, рибов, мостиков и т. д.	1189,4	-24,0	-0,1	20,2
23	Настли с шкелками, площадками, грузовыми колодами и т. д.	27,4	13,3	0,8	25,3
24	Штевы, килевы, пилонки	55,5	-55,7	0	8,9
32	Заканчивающие головки, выступающие части сварных швов	—	—	—	—
	Итого, металлический корпус Кр А I	9800,0	-4,4	0	9,6
А II	Покрывания и фундаменты	144,5	-54,9	-0,1	11,8
А II I	Дельные мачи — аллюминистеры, крышки, двери, трапы, деки, тенты, вышки и т. д.	142,0	-18,0	0,5	16,3
А IV	Деревянные насти корпуса — деревянные насти палуб и колоз, обшивка пеньных вышек, пр.	6,2	24,0	-0,2	19,4
А V	Обрешетка корпуса и надстроек, прожекторы	21,4	-23,0	0	12,0
А V I	Изоляция пеньных, служебных, медикоискусств, общеглавно-флотских помещений, кладовых, рефрижераторных помещений, дымосадов и дымовой трубы, машинного-котельного отделения и т. д.	202,1	-39,3	0,5	20,1
А V II	Покрывания палуб и колоз, неэксптированные	145,5	-66,3	0,1	15,5
	Итого, голый корпус Кр А	10512,2	-7,4	0	10,0

№ статьи	Наименование	P, %	г, м	д, м	з, м
Кр В	Оборудование помещений и кладовых	88,7	-52,7	0,2	18,4
Кр В	Судовые устройства				
В1	Рулевое устройство	88,5	-107,4	0	10,2
В11	Навигационное "	188,8	97,4	0,8	14,4
В111	Швартовное и буксирное устройство	128,5	-2,2	0,2	18,4
В1V	Шлюпочное устройство	58,8	-47,6	0	22,0
В1V1	Грузовое устройство — стрелы, лебедки, лифты	88,5	-52,2	0,2	22,0
ВХ	Антенны, сигналы и прочие устройства	0,2	18,7	0	28,1
	Итого, судовые устройства Кр В	488,8	4,0	0,2	16,4
	Всего по разделу Кр	11 667,7	-7,2	0	10,4
Ст	Системы				
Ст А	Топливные и смазочные системы	84,8	-15,8	1,2	14,7
Ст В	Системы бытового водоснабжения и канализации	36,7	-48,7	0	14,5
Ст В	Вентиляция, отопление и refrigeration	72,8	-28,2	0	18,4
Ст Г	Прочие системы (грузовые, газоотводные и др.)	306,8	-18,2	-0,8	9,2
Ст Д	Механические системы	47,1	-49,6	2,0	-6,6
Ст Е	Сварка	2,7	-15,7	-0,5	15,5
Ст Ж	Механизмы и оборудование вспомогательных отделений	16,9	-62,4	-0,4	2,5
	Всего по разделу Ст	566,0	-28,2	-0,1	11,0
Ма	Машиностроительная установка				
Ма А	Главная машинная установка	314,2	-78,9	-1,2	6,7
Ма В	" котельная "	354,0	-80,0	-0,2	14,2
Ма В	Трубопроводы машинно-котельной установки	168,1	-72,7	-1,4	8,9
Ма Г	Вспомогательные автономные установки	42,7	-72,9	-4,1	11,2
Ма Д	Трубопроводы автономных вспомогательных установок	23,7	-72,8	-1,4	6,6
Ма Е	Вспомогательные трубопроводы	58,0	-20,0	0,1	9,8
Ма Ж	Вентиляторы и венти	106,5	-99,5	-0,1	4,4
Ма И	Посты управления судовой машиностроительной установкой	11,9	-68,8	0,4	11,2
Ма К	Сварка трубопроводов	5,9	-61,0	-0,7	9,2
	Всего по разделу Ма	938,0	-80,4	-0,9	9,2
Эл и Вр	Электрооборудование, связь и управление судном	129,4	-56,4	2,0	14,2
Жг	Жидкие грузы	379,4	-78,4	1,1	9,2
Сл	Специальные инструменты	35,0	-35,0	-0,9	17,5
За	Запасы продовольствия и остальности	880,0	-85,0	-0,2	10,2
D _{всего}	Всего по разделу D	12330,0	-16,2	0	10,2

Измерители для предварительного расчета весовой нагрузки танкера. Водоизмещение порожнем

§ 31. Металлический корпус с подкреплениями и фундаментами (Нр Al и All)

Различными авторами предложено множество формул для оценки в начальной стадии проектирования веса металлического корпуса, составляющего 65—75% водоизмещения судна порожнем. Во многих формулах искомый вес $P_{кр}$ металлического корпуса проектируемого судна¹ определяется пересчетом с достаточно близкого прототипа. К ним относится и формула Арнотта [41]

$$P_{кр} = P_{кр0} \frac{L \delta H}{L_0 \delta_0 H_0} \frac{\delta + 2,0}{\delta_0 + 2,0} \sqrt{\frac{\frac{L}{H}}{\frac{L_0}{H_0}}},$$

в которой L , δ , H , δ — элементы проектируемого судна, а L_0 , δ_0 , H_0 , δ_0 , $P_{кр0}$ — элементы и вес металлического корпуса прототипа. Эта формула применима лишь для судов из равнопрочных материалов и одинакового архитектурно-конструктивного типа. Кроме того, она несколько преуменьшает влияние, оказываемое на вес $P_{кр}$ коэффициентом общей полноты δ .

Лучшие результаты получились бы при замене множителя $\frac{\delta + 2,0}{\delta_0 + 2,0}$ на $\frac{\delta + k}{\delta_0 + k}$, где $k = 0,8 + 1,3$.

Приведем такого же типа формулу испанского судостроителя Ф. И. Б. Рунса [74], предназначенную специально для танкеров,

$$P_{кр} = P_{кр0} \left[0,625 \frac{L \delta H}{L_0 \delta_0 H_0} + 0,5 \frac{\delta + 2,0}{\delta_0 + 2,0} + 0,25 \frac{T}{T_0} - 0,75 + \right. \\ \left. + 0,375 \frac{L(\delta + H)}{L_0(\delta_0 + H_0)} \right] m,$$

где обозначения те же, что и выше. Все замечания относительно формулы Арнотта, кроме касающегося влияния коэффициента полноты δ на вес $P_{кр}$, справедливы по отношению к формуле Рунса. Как показала расчеты С. И. Логичева и Л. В. Покровской [16], погрешность определения веса $P_{кр}$ по формуле Рунса колеблется в пределах от —5,0 до +18,0%.

¹ Здесь и далее для упрощения принято обозначение $P_{кр}$ вместо $P_{крAl+All}$.

В связи с недостаточной точностью как приведенных, так и других формул пересчета с прототипа автор делает попытку дать формулы, учитывающие конструктивные особенности проектируемого танкера, в частности, влияние механических характеристик принятой марки стали.

В начальной стадии проектирования вес металлического корпуса для приближенного определения¹ можно представить состоящим из двух частей:

а) веса P_{KR_1} элементов, обеспечивающих общую продольную прочность судна (значительная часть верхней палубы, дна, продольные переборки с набором);

б) веса P_{KR_2} объединяющих прочие элементы конструкция корпуса

$$P_{KR} = P_{KR_1} + P_{KR_2} \text{ т.}$$

Вес P_{KR_1} составляет обычно 20—28% общего веса металлического корпуса.

Между площадью сечения при изломе F и его расчетным моментом сопротивления существует зависимость

$$W = \mu F \frac{H}{2}, \quad (38)$$

где W — расчетный момент сопротивления сечения эквивалентного бруса, $\text{м} \cdot \text{см}^2$; F — площадь поперечного сечения эквивалентного бруса, см^2 ; H — высота борта, м ; μ — коэффициент использования материала модельного сечения, зависящий от архитектурно-конструктивного типа танкера.

Условие обеспечения судна общей продольной прочностью на изломе записывается так:

$$W = 10 \frac{M_{\text{изл}}}{\sigma_{\text{изл}}} \text{ м} \cdot \text{см}^2, \quad (39)$$

где $M_{\text{изл}}$ — расчетный изгибающий момент ($\text{т} \cdot \text{м}$), состоящий из момента на тихой воде и дополнительного момента на волне; $\sigma_{\text{изл}}$ — допускаемое напряжение материала основного корпуса, $\text{кг}/\text{мм}^2$.

Вес P_{KR_1} стального эквивалентного бруса ($\gamma = 7,8$) пропорционален площади поперечного сечения F и длине бруса L

$$P_{KR_1} = 10^{-4} \gamma F L \text{ т}, \quad (40)$$

где γ — коэффициент, учитывающий сужение сечений эквивалентного бруса к оконечностям.

Учитывая (38) и (39), выражению (40) можно придать следующий вид:

$$P_{KR_1} = 10^{-4} \cdot 15,6 \cdot \frac{\gamma}{\mu} \cdot W \frac{L}{H} = 10^{-3} \cdot 15,6 \cdot \frac{\gamma}{\mu} \cdot \frac{M_{\text{изл}}}{\sigma_{\text{изл}}} \frac{L}{H} \text{ т.} \quad (41)$$

Согласно [29] допустимое напряжение

$$\sigma_{\text{изл}} = 0,45 \sigma_t, \quad (42)$$

где σ_t — предел текучести материала основного корпуса, $\text{кг}/\text{мм}^2$.

Расчетный изгибающий момент $M_{\text{изл}}$ обычно связывают с водоизмещением D и длиной танкера между перпендикулярами L формулой

$$M_{\text{изл}} = \frac{DL}{k_{\text{изл}}} \text{ т} \cdot \text{м}, \quad (43)$$

¹ Последующие расчеты служат только для указанной цели и не заменяют расчетов общей и местной прочности.

где k_M — коэффициент изгибающего момента, величина которого определяется многими факторами, в том числе соотношением величин моментов на тихой воде и на волне.

Поскольку величина момента на тихой воде зависит в основном от распределения по длине судна грузовых и пустых танков, можно считать в первом приближении, что при достаточном объеме и удачном размещении балластных танков

$$k_M \approx 2,5 \left(29,4 - \frac{L}{H} \right), \quad (44)$$

т. е. что с ростом высоты борта при сохранении неизменными длины судна и объема грузовых танков может быть увеличен объем балластных танков. Формулы (41) — (44) можно объединять

$$P_{KB} \approx 10^{-3} \cdot 13,9 \cdot \frac{L}{H} \cdot \frac{DL}{\sigma_T} \cdot \frac{\frac{L}{H}}{29,4 - \frac{L}{H}} \text{ м.} \quad (45)$$

Величина коэффициента $0,0139 \cdot \frac{L}{H}$, зависящая от многих трудно учитываемых факторов, может быть в начальной стадии проектирования принята постоянной и равной $10^{-3} \cdot 6,04$. Тогда

$$P_{KB} \approx 10^{-3} \cdot 6,04 \cdot \frac{DL}{\sigma_T} \cdot \frac{\frac{L}{H}}{29,4 - \frac{L}{H}} \text{ м.} \quad (46)$$

Уравнение (41) можно преобразовать следующим образом:

$$P_{KB} = 10^{-4} \cdot 6,8W \cdot \frac{L}{H} \text{ м.} \quad (47)$$

Если в качестве материала для основного корпуса принята сталь повышенного сопротивления, уравнение (47) может давать заниженные значения веса P_{KB} . Это обусловлено тем, что в исходной формуле (41) расчетным предполагается условие обеспечения прочности при работе корпуса как балки на изгиб при постановке судна на волну. Между тем, для крупнотоннажных танкеров часто необходимо назначать момент сопротивления мидельного сечения, исходя из условия обеспечения корпуса усталостной прочностью при знакопеременной нагрузке, причем элементам, работающим на сжатие, должна быть обеспечена достаточная устойчивость.

Кроме того, поскольку модуль упругости стали практически не возрастает при повышении предела текучести, стрелка прогиба корпуса танкера, выполненного из стали повышенного сопротивления (с полным использованием ее механических качеств), может превысить допустимый предел. При постройке корпусов танкеров из высокопрочных сталей требование обеспечить корпусу достаточную жесткость может заложить ограничение на уменьшение толщины, а следовательно, привести к увеличению веса корпуса.

Поскольку сталь повышенного сопротивления не обладает большей, чем обычная судостроительная сталь, стойкостью против коррозии,

¹ В статье [10] в формуле веса усиленного корпуса танкера вместо коэффициента 6,8 принято 8,0.

запас толщин на коррозию не должен быть снижен, чтобы не уменьшилась долговечность корпуса танкера.

Попытки создать количественный критерий, с учетом перечисленных соображений, для выбора момента сопротивления мидель-танкера, построенного из обычной судостроительной стали, сделана в Правилах Норвежского Веритас [33] 1962 г., согласно которым этот момент не должен быть менее

$$W_{\text{нб}} = 0,023 L_{\text{нб}}^{2,5} B (z_{\text{нб}} + 0,7) \text{ м} \cdot \text{см}^3. \quad (48)$$

Учитывая, что $L_{\text{нб}} \approx 0,97 L_{\text{кдл}}$, можно положить

$$L_{\text{нб}} \approx L + 1,0 \text{ м}. \quad (49)$$

Коэффициент полноты водонизмещения определяется относительно длины по конструктивной материалу $L_{\text{кдл}}$

$$z_{\text{нб}} = \frac{L}{L_{\text{кдл}}} z \approx 0,965 z, \quad (50)$$

причем по Правилам Норвежского Веритас он принимается для определения $W_{\text{нб}}$ не менее 0,76.

Множитель $L_{\text{нб}}^{2,5}$ следует тому же закону, что и величина изгибающего момента от волнения; этот множитель введен в настоящее время в большинство Правил классификационных обществ для определения минимального момента сопротивления мидельного сечения, в частности в проект новых Правил классификации и постройки морских судов Регистра СССР.

Л. М. Митгау [73] предлагает принимать минимальное значение момента сопротивления мидельного сечения по формуле, аналогичной (48), но вводит в нее коэффициент k , величина которого зависит от механических свойств корпусной стали.

$$W = k L^{2,5} B (z + 0,70).$$

Формула для k может быть приведена к виду

$$k = \frac{\sigma}{k\sigma_r + c}.$$

Для определения параметров σ , b и c Митгау предлагает несколько критериев, но в начальной стадии проектирования не всегда можно установить, какой из них выбрать.

Если считать

$$k = 0,023 \sqrt{\frac{2,163}{\sigma_r - 14,5}} \approx \frac{0,049}{\sqrt{\sigma_r - 14,5}}, \quad (51)$$

то для практически возможных пределов прочности получается

σ_r	24	30	35	40	45
$\frac{k}{0,023}$	1,00	0,859	0,763	0,729	0,690

Митгау рекомендует также, чтобы

$$\frac{k}{0,023} > 0,0625 \frac{L}{B},$$

тогда деформация корпуса не будет превышать допустимой.

Отсюда следует, что, повышая предел текучести стали σ_t и уменьшая соответственно момент сопротивления W , нужно одновременно увеличивать высоту борта (при выбранной длине танкера), т. е. принимать необычную для танкера высоту надводного борта:

σ_t	24	30	35	40	45
$\frac{k}{0,023}$	1,00	0,859	0,783	0,728	0,686
$\frac{L}{H}$	16,0	13,75	12,52	11,45	10,97

Аналогичные требования уменьшать отношение $\frac{L}{H}$ при увеличении σ_t содержатся в Правилах Норвежского Веритас, Германского Ллойда, Английского Ллойда и Французского Бюро Веритас. Расчеты величин относительной стрелки прогиба $\frac{v}{L}$ танкера по приближенной формуле [39]

$$\frac{v}{L} = \frac{M_{\max} L}{1,14 E I} \quad (52)$$

(E — модуль упругости стали; I — момент инерции мидельового сечения; v — стрелка прогиба корпуса танкера) показали, что обычные в судостроении требования, чтобы отношение $\frac{v}{L}$ было меньше $\frac{1}{400}$, безусловно выполняются даже в случае применения сталей повышенной прочности и соответствующего уменьшения момента сопротивления W без повышения борта, т. е. без сохранения момента инерции I .

В начальной стадии проектирования с учетом формул (42), (43) и (45) можно принимать в качестве критерия общей прочности

$$W = \frac{8,95 L}{\sigma_t \left(29,4 - \frac{L}{H} \right)} \text{ м} \cdot \text{см}^3. \quad (53)$$

Из выражения (46) и (53) следует, что при увеличении высоты борта H и сохранении постоянства D , L и σ_t необходимый момент сопротивления W и расход стали на элементы продольной прочности судна уменьшаются.

Опубликованные в 1962 г. Правила Норвежского Веритас [39] предусматривают возможность облегчения металлических корпусов танкеров в случае частичного применения для их изготовления сталей повышенной прочности согласно разделу 12 этих Правил. Если сталь повышенной прочности с сопротивлением разрыву не менее 50—60 кг/см² применяется для элементов эквивалентного бруса на протяжении $> 0,5 L$ в средней части судна, а элементы продольной прочности продолжены возможно дальше к оконечностям, причем толщину обшивки днища и настила палубы в оконечностях соответствуют требованиям для подобного судна из обычной судостроительной стали, то момент сопротивления мидельового сечения танкера может быть уменьшен на 15%.

Комментируя эти требования, заместитель директора Норвежского Веритас Т. Бруланд указывает [57], что они выработаны на основании

многократного изучения распределений заволомренных изменений нагрузок в различных точках палубы, переборок и днища ряда судов (в том числе танкера типа Т-2) в условиях эксплуатации. Результаты изучения показали, что лишь самая малая часть замеренных изменений нагрузок относится к напряжениям порядка 10 кг/мм² и выше, подавляющее же их число относится к напряжениям менее 2—5 кг/мм².

Обычная судостроительная сталь по Правилам Норвежского Веритас должна обладать пределом прочности при разрыве не менее 41—50 кг/мм², следовательно, пониженный предел прочности на 20% соответствует допускаемое уменьшений момента сопротивления (т. е. увеличение допускаемого напряжения) на 15%.

Переход от пределов прочности на разрыв к пределам текучести, на которых основаны требования Регистра СССР, можно вместо коэффициента 0,023 в формуле (48) ввести $\frac{0,049}{\sqrt{\sigma_s - 14,5}}$. Тогда эта формула, рассматриваемая как дополнительный критерий Норвежского Веритас, распространяемый на стали повышенного сопротивления, приобретает вид

$$W_{\text{нв}} = \frac{0,049}{\sqrt{\sigma_s - 14,5}} L_{\text{нв}}^2 B (\delta_{\text{нв}} + 0,7) \text{ м} \cdot \text{см}^2, \quad (54)$$

Преобразуя $L_{\text{нв}}$ и $\delta_{\text{нв}}$ с помощью равенств (49) и (50), можно записать

$$W_{\text{нв}} \geq \frac{0,047}{\sqrt{\sigma_s - 14,5}} (L + 1)^2 B (\delta + 0,725) \text{ м} \cdot \text{см}^2, \quad (55)$$

где δ следует принимать не менее 0,785.

Вес эквивалентного бруса $R_{\text{кв}}$ может быть найден из обобщенной формулы (47), в которую вместо $W_{\text{рег}}$ следует подставлять большую из величин, определяемых по (53) и (55). Для облегчения расчетов по формулам (53) и (55) составлены номограммы (рис. 42 и 43). Если при сопоставлении по этим номограммам окажется, что $W_{\text{нв}} > W$, то более точно определить величину $W_{\text{нв}}$ по формуле (54) можно с помощью табл. 27, где приведены значения функции $L^{2,3}$ при малых значениях L . Для дробных значений L функция $L^{2,3}$ может быть определена методом линейной интерполяции.

К весу $R_{\text{кв}}$ элементов металлического корпуса, не участвующих в обеспечении общей продольной прочности танкера, относятся частично верхняя палуба, наружная обшивка, поперечные переборки, шпиги, платформ, дымовая труба, клюзы, надстройки, фундаменты, подкрепления, переходные мостики, волноломы, якоря, рубки и др.

Многообразие элементов, объединенных весом $R_{\text{кв}}$, еще больше, чем при оценке веса $R_{\text{кв}}$, затрудняет составление формулы, графиков или измерителей, учитывающих хотя бы важнейшие зависимости, связывающие величину $R_{\text{кв}}$ с элементами судна и его архитектурно-конструктивными особенностями. Некоторые авторы предлагают для определения $R_{\text{кв}}$ отдельные формулы типа

$$R_{\text{кв}} = qLBH,$$

другие рекомендуют связывать $R_{\text{кв}}$ не с кубическим, а с квадратичным модулем $L(B+H)$ или $L(B+2H)$.

Таблица универсальных функций $\Gamma_{2,3}$

$L_{1,2}$	$L_{3,3}$	$L_{1,2}$	$L_{3,3}$	$L_{1,2}$	$L_{3,3}$	$L_{1,2}$	$L_{3,3}$	$L_{1,2}$	$L_{3,3}$	$L_{1,2}$	$L_{3,3}$
150	101 540	170	134 265	190	174 253	210	219 231	230	270 278	250	327 286
151	102 779	171	136 738	191	176 947	211	221 744	231	273 072	251	330 560
152	104 090	172	138 593	192	178 460	212	224 366	232	275 817	252	333 095
153	105 574	173	140 440	193	180 605	213	226 666	233	278 561	253	335 651
154	107 473	174	142 318	194	182 785	214	228 663	234	281 350	254	338 219
155	109 584	175	144 208	195	184 967	215	231 031	235	284 062	255	342 860
156	110 711	176	146 110	196	187 150	216	234 013	236	286 880	256	345 666
157	112 849	177	148 207	197	189 253	217	236 516	237	289 681	257	348 030
158	114 682	178	149 958	198	191 871	218	239 059	238	292 633	258	352 132
159	116 667	179	151 901	199	194 803	219	241 557	239	295 339	259	355 596
160	117 850	180	153 882	200	196 862	220	244 114	240	298 188	260	358 489
161	119 042	181	155 804	201	198 879	221	246 661	241	301 051	261	362 634
162	120 748	182	157 819	202	200 864	222	249 256	242	303 929	262	364 839
163	122 470	183	159 829	203	202 883	223	251 896	243	306 835	263	368 044
164	124 318	184	161 838	204	205 187	224	254 433	244	309 765	264	371 276
165	125 564	185	163 870	205	207 095	225	257 182	245	312 686	265	374 515
166	127 718	186	165 913	206	208 840	226	259 667	246	315 609	266	377 272
167	129 404	187	167 873	207	212 185	227	262 557	247	318 595	267	381 048
168	131 883	188	170 043	208	214 361	228	265 003	248	321 544	268	384 385
169	133 098	189	172 122	209	216 940	229	267 682	249	324 539	269	387 643

Н. Свенссон дает для определения веса металлического корпуса крупнотоннажных танкеров [30] формулу

$$P_{\text{кр}} = k_1 L^3 + k_2 D^{0.5} L^{1.5},$$

где коэффициенты k_1 и k_2 связаны с архитектурно-конструктивным типом танкера и могут быть установлены по близким прототипам.

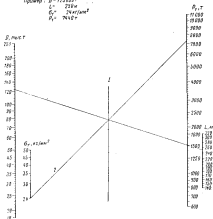
Номограмма для коэффициента k_1

Пример: $D = 125000$

$k_1 = 238$

$k_2 = 2400/\text{см}^2$

$P_{\text{кр}} = 7640$



Пример:

1) $D = 1 - 1$

2) $k_2 = 1 - 0.1$

Рис. 44. Номограмма для определения в начальной стадии проектирования

На основании анализа весовых нагрузок ряда построенных танкеров представляется возможным оценивать в начальной стадии проектирования вес $P_{\text{кр}}$ по следующей приближенной формуле¹:

$$P_{\text{кр}} = (0,135 + \sum \Delta k) \frac{379}{\alpha} \frac{g^{1/2}}{170} (L - 60,0) (B + H) (TH)^{1/2} + \\ + n (B^{1/2} + 0,4z) m, \quad (56)$$

¹ В формулу (56) введен множитель $(TH)^{1/2}$, предложенный в 1959 г. Ф. К. Габдуллин и Г. М. Конторовичем.

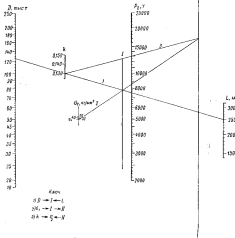
где $\Sigma \Delta k$ — сумма поправок, которые могут быть приняты равными: $\Delta k_1 = -0,0076$ — при отсутствии седловатости шалубы; $\Delta k_1 = 0$ —

поправка для седловатости R_2

Пример $B = 175000 \text{ г}$

$$\begin{aligned} \delta &= 250 \text{ м} \\ \delta_1 &= 20 \times 10^{-6} \text{ м}^2 \\ k &= 0,020 \\ R_2 &= 12000 \text{ г} \end{aligned}$$

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 = 20450 \text{ г}$$



веса металлического корпуса тахеометра $R_{\Sigma LA(II+III)} = R_1 + R_2$

при стандартной ее седловатости; при промежуточной седловатости $0 > \Delta k_1 > -0,0076$;

В статье [18], опубликованной в ноябре 1955 г., предложена скорректированная формула для определения веса $R_{\Sigma LA}$ стандартного тахеометра с плоскими широкими, без ленточных полярных линз

$$R_{\Sigma LA} = 0,023 \left(\frac{24}{\sigma_2} \right)^{1,2} L^{1,5} (B + R) (7R)^{0,5} + 0,0032 L^{1,5} \sum I_i \Delta k_i \text{ м,}$$

где $\Sigma I_i \Delta k_i$ — суммы произведений длины, ширины и высоты всех кругов выстрелов и рубок, расположенных выше нулевой шалубы.

$\Delta A_2 = +0,0032$ — при наличии ледовых подкреплений корпуса на класс Л Регистра СССР;

$\Delta A_2 = +0,0042$ — при отсутствии гофров у продольных или поперечных переборок; если и те и другие переборки гладкие, то $\Delta A_2 = +0,0065$;

$\Delta A_3 = +0,0055$ — при наборе бортов по поперечной системе;

$\Delta A_3 = +0,0089$ — при наличии у танкера не двух, а трех продольных переборок;

$n = 3,2 \div 3,6$ — если танкеры трехпалубного типа;

$n = 2,2 \div 2,5$ — для танкеров без средней рубки или надстройки;

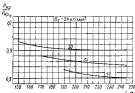
x — численность экипажа.

Для неучитенных пересчетными поправками конструктивных особенностей, влияющих на вес металлического корпуса, необходимо внести поправки ΔA_2 , ΔA_3 и т. д. или откорректировать коэффициент n (например, при значительном уменьшении числа поперечных переборок, изготовлении надстроек башенного типа, применении легких сплавов и т. д.).

Для приближенных подсчетов веса металлического корпуса танкера с подкреплениями и фундаментами может быть предложена более простая формула

$$P_{\text{кр}} \approx \frac{0L}{175\sigma_s} + (0,135 + \sum \Delta A) \frac{D^2 L^{0,87}}{\sigma_{\text{либ}}^2} \cdot x, \quad (57)$$

Рис. 45. Влияние предела текучести стали на вес металлического корпуса танкера по Мазе-мелле и Соммеру.



где D , L , σ_s и $\sum \Delta A$ имеют те же значения, что и ранее.

Для облегчения и ускорения расчетов по формуле (57) может служить номограмма рис. 43. При наличии проверочной весовой нагрузки для базового прототипа рекомендуется определять вес металлического корпуса по этой формуле, пересчитывая коэффициенты 175 и $(0,135 + \sum \Delta A)$ по прототипу и задаваясь распределением веса $P_{\text{кр}}$ между обшивкой слагаемыми.

В ЦНИИ Морского флота были выполнены расчеты веса металлических корпусов танкеров различных размеров, спроектированных из стали с пределом текучести 24—40 кг/мм²; все танкеры были с гофрированными поперечными переборками; вес надстроек и димовых труб не включался в вес металлического корпуса.

Результаты этих расчетов [21] показаны на рис. 45. Как видно из этого рисунка, применение сталей повышенной прочности с полным использованием их механических свойств рационально лишь в определенных пределах.

С учетом практики мирового танкостроения лишь весов, отвечающих стали с пределом текучести $\sigma_s = 24$ кг/мм², отнесем к танкерам любых данн.

Недостатком графика рис. 45 является то, что на нем не учитывается влияние на вес металлического корпуса водонизмещающих танкера и его архитектурно-конструктивных особенностей.

§ 32. Другие веса, входящие в вес корпуса

В начальной стадии проектирования можно принимать вес дельных частей танкера, входящий в подгруппу Кр АIII, в зависимости от квадратичного модуля

$$P_{\text{д.ч.}} \approx (13 + 20) \frac{L(B + H)}{1000} \quad \text{т.} \quad (58)$$

Вес деревянных частей корпуса, окраски, протекторов, изоляции, покрытий палубы и пола, а также цементирования, входящие в весовые подгруппы Кр АIV + Кр АVII, можно в начальной стадии проектирования принимать

$$P_{\text{дер., окр., изолякр.}} \approx (43 + 50) \frac{L(B + H)}{1000} \quad \text{т.} \quad (59)$$

В группу Кр Б, состоящую из подгрупп I—IV, входят веса оборудования помещений, в том числе мебели и оборудования во всех жилых, служебных и общественных помещениях, включая оборудование рубок, медицинского, пищевого и прачечного блоков, мастерских, материальных, провизионных и прочих кладовых, а также санитарно-бытовых узлов.

Наиболее удобно веса оборудования относить к количеству жилых мест на судне Z , вводя поправку, учитывающую размеры танкера,

$$P_{\text{обор.}} \approx (0,35 + 0,4) (Z^{1/3} + 0,42) \quad \text{т.} \quad (60)$$

В весовую группу Кр В входят подгруппы I—X, учитывающие веса судовых устройств и палубных механизмов. Она включает веса якорного, рулевого, швартовного, буксирного, шлюпочного, грузового (стрела с лебедками и бегучим талем), мачтового, лесного, тентового и других устройств.

В начальной стадии проектирования можно принимать

$$P_{\text{судов.}} \approx (47 + 55) \frac{L(B + H)}{1000} \quad \text{т.} \quad (61)$$

§ 33. Системы (Ст)

Вес по разделу «Системы» включает трубопроводы и механизмы систем, в частности, двигатели грузовых и заливочных насосов, хотя они расположены в машинном отделении. Вес систем зависит от размеров судна и принятых схем систем. В начальной стадии проектирования можно исходить из того, что вес систем изменяется медленней дедвейта и квадратичного модуля. Поэтому для предварительной оценки их веса можно предложить приближенную формулу

$$P_{\text{ст}} \approx 20 \frac{Q_{\text{нас}}}{D^2} [L(B + H)]^{1/3} - (165 + 210) \quad \text{т.} \quad (62)$$

где $Q_{\text{нас}}$ — суммарная часовая производительность грузовых насосов, м³/час.

Применение грузовой системы с переборочными поролучными клапанами по схеме, называемой иногда *беструбной*, дает возможность уменьшить длину трубопроводов грузовой и заливочной систем и вес труб на 25—30%, не снижая живучесть грузовой системы.

Учитывая долю веса этих труб в общем весе систем, можно для танкера с безтрубной грузовой системой принимать

$$F_{\text{ср}} \approx 17 \frac{Q_{\text{эк}}}{\Delta W} [L(B+H)^{0.5} - (165 + 210)] \text{ т.} \quad (63)$$

§ 34. Машинная установка (Мш)

Этот раздел весовой нагрузки включает главные и вспомогательные машинные и котельные установки с оборудованием, теплосиловыми аппаратами, трубопроводами, запасными частями, валопроводами с гребными винтами, посты управления с дистанционными и автоматическими приводами и т. д., но без вспомогательной электростанции, механизмов судовых систем и устройств, а также без дымовых труб.

Сухой вес оборудования силовой установки естественнее всего связать с числом винтов, типом и полной мощностью N , главных двигателей при спецификационных оборотах. Вес механического оборудования зависит также от числа оборотов винта, от параметров пара главных котлов и многих других, трудно поддающихся учёту факторов. Следует к тому же учитывать, что веса установок, не различающихся ни типом, ни мощностью, но монтированных на судах разных лет постройки, различных размеров и назначений, различны. По этим причинам не удастся охватить единой формулой веса, входящие в раздел «машинная установка», для всего многообразия судов и силовых установок, причем отклонения от средних значений бывают довольно велики.

При значительной погрешности цифр, характеризующих вес механического оборудования, рекомендуется определять сухой вес $P_{\text{мш}}$ по ближайшему прототипу с сопоставляемыми параметрами силовой установки, отличающемуся от нового проекта лишь мощностью. Если величины с индексом нуля относить к установкам прототипов, то для расчетов весовой нагрузки в начальной стадии проектирования можно принимать:

для паро- и газотурбинных установок

$$(P_{\text{мш}})_t \approx (P_{\text{мш}})_0 \frac{18 + 15,0}{1,5 B_0 + 15,0} \left(\frac{N}{N_0} \right)^{0.5} \text{ т} \quad (64)$$

для дизельных установок

$$(P_{\text{мш}})_d \approx (P_{\text{мш}})_0 \frac{18 + 15,0}{1,5 B_0 + 15,0} \left(\frac{N}{N_0} \right)^{0.5} \text{ т}$$

При отсутствии близких прототипов можно принимать вес $P_{\text{мш}}$ сухой машинной установки по одной из следующих приближенных формул, погрешность которых не превышает $\pm 7\%$, что допустимо в начальной стадии проектирования:

для одновинтовых турбозубчатых установок

$$(P_{\text{мш}})_{\text{тз}} \approx 2,7 \left(1 + \frac{18}{15,0 B_0} \right) N_0^{0.5} \text{ т;} \quad (65)$$

для одновинтовых установок с малоборотными дизелями

$$(P_{\text{мш}})_{\text{д}} \approx 0,82 \left(1 + \frac{18}{15,0 B_0} \right) N_0^{0.5} \text{ т;} \quad (66)$$

для двухвинтовых турбоулучающих установок

$$(P_{\text{мш}})_{\text{н}} \approx 3,25 \left(1 + \frac{18}{15,0}\right) N_{\text{д}}^{\text{н}} \text{ т}; \quad (67)$$

для двухвинтовых дизельных установок

$$(P_{\text{мш}})_{\text{н}} \approx 0,98 \left(1 + \frac{18}{15,0}\right) N_{\text{д}}^{\text{н}} \text{ т}. \quad (68)$$

В этих формулах $N_{\text{д}}$ — действительная эксплуатационная мощность для турбинных установок и максимальная мощность, превышающая действительную эксплуатационную на 15—20%, — для дизельных установок.

Вес жидких грузов и механизмов — воды, масла, топлива, — входящий в группу Жс В весовой нагрузке, можно принимать в началь-

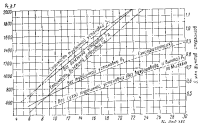


Рис. 46. Вес проектной и действующей машинной установки одновинтового танкера и ее стоимость (по данным фирмы Джон Браун).
Примерное значение групп вес одновинтовой турбоулучающей установки по Миклаву (без аппаратов и якоря).

ной стадии проектирования равным 5 кг/з. л. с. в турбинных установках и 10 кг/з. л. с. — в дизельных.

На рис. 46 показан график, отражающий опыт английской судостроительной компании Джон Браун [56], для ориентировочного определения веса и стоимости турбинной и дизельной машинных установок одновинтовых танкеров. Вес относится к установкам, готовым к действию, т. е. включают воду, масло и топливо и механизмы, трубопроводах и теплообменных аппаратах. При использовании графика рекомендуется учитывать данное выше указание относительно величины эксплуатационной мощности в случае турбинной и дизельной установок. Пунктирная кривая в нижней части графика дает сухой вес судовой турбинной установки (без веса валопровода и винтов) по данным Миклава [71].

На том же графике приведены крайние стоимости S турбинной и дизельной установок в зависимости от мощности $N_{\text{д}}$. Кривая стоимости дизельных установок по установившимся в Англии в 1961 г. ценам расположена ниже кривой стоимости турбинных установок. Однако стоимость дизельной установки обгоняется со стоимостью турбинной установки той же эксплуатационной мощности, а при $N_{\text{д}} > 17\,000$ з. л. с.

даже несколько превосходит ее. Это объясняется тем, что номинальная мощность дизельных установок должна превышать ее эксплуатационную мощность.

О. Э. Мизюля [24] рекомендует определить вес сухой паротурбинной установки на конструкторских параметрах пара (65 атм, 530° С) для танкеров при $4000 < N_s < 22\,000$ л. с. по формуле

$$(P_{\text{тн}})_s \approx \frac{N_s}{30} + 23,65 N_s^{0,25} \quad \tau$$

и для сухой дизельной установки

$$(P_{\text{дз}})_s \approx 0,085 N_s + \frac{8040}{N_s^{0,25}} \quad \tau.$$

Вес воды в паротурбинной установке составляет, по Мизюлю, ~ 4 кг/л. л. с., вес масла $\sim 0,8$ кг/л. л. с., вес воды в главном дизеле ~ 1 кг/л. л. с., во вспомогательных котлах, теплообменниках и трубах ~ 3 кг/л. л. с., вес масла в дизельных установках ~ 6 кг/л. л. с.

§ 35. Прочие веса

Электрооборудование сильного тока (Эл А+В)

Вес электрооборудования сильного тока естественно всего было бы связать с мощностью вспомогательной электростанции. Однако в начальной стадии проектирования эта величина обычно еще не известна проектиранту, так как еще не установлен способ привода ряда вспомогательных механизмов.

Поэтому более удобным представляется рассматривать вес электрооборудования сильного тока как сумму двух слагаемых, одно из которых связано с мощностью N , главного двигателя, а второе — с размерами судна, например с квадратичным модулем. Второе слагаемое позволяет учитывать влияние главных размеров судна на мощность, потребляемую электроприводами палубных механизмов, а также на вес канализации силовой и осветительной сетей по всему судну.

С учетом сказанного предлагается формула

$$P_{\text{эл А+В}} \approx 0,12 N_s^{0,25} + 5,0 \frac{L(B+H)}{1000} \quad \tau. \quad (66)$$

Связь и управление (Эл Б и Вр)

Вес навигационного и радиооборудования современных океанских танкеров внутрисудовой и внешней связи, почти не зависящий ни от размеров судна, ни от мощности главного двигателя, определяется в основном уровнем развития соответствующих отраслей промышленности. Вес указанного оборудования, а также телефонной и звуковой сигнализации, аппаратуры пожарной сигнализации и контроля температур, тахометров гребного вала и переговорных труб составляет на современном танкере

$$P_{\text{эл Б, Вр}} \approx \frac{450}{D+120\,000} \quad \tau. \quad (70)$$

Жидкие грузы (ЖГ А+Д)

Вес судна порожнем больше строительного веса на сумму веса жидких грузов в корпусе, механизмах, системах и трубопроводах.

Жидкие грузы в корпусе и системах — это заборная вода в кингстонах и перекачка, остатки балластной воды в танках и т. д.

Жидкие грузы в механизмах — это вода в котлах, конденсаторах, деаэраторах и других теплосбывных аппаратах, двигателях, насосах, фильтрах и трубопроводах, а также масло в системах циркуляционной смазки и трансмиссионных шестернях, топливно в топливном трубопроводе и т. д.

Вес жидких грузов в корпусе и системах удобно связать с полным водоизмещением танкера

$$P_{ж. л.} \approx (1,0 + 1,5) \frac{B}{1000} \quad r, \quad (71)$$

а в механизмах и трубопроводах — с мощностью главного двигателя

$$P_{ж. т. д.} \approx (8 + 15) \frac{N_e}{1000} \quad r, \quad (72)$$

Большая величина относится к дизельным, меньшая — к турбинным танкерам.

Запас водоизмещения и остойчивости (3а)

Опыт проектирования и постройки танкеров показывает, что прикладываемый обычно в стадии проектирования запас водоизмещения — 3% водоизмещения судна порожнем никогда не использовался. Увеличение расчетного водоизмещения судна порожнем на 3% ставит проектируемое судно в невыгодные условия по сравнению с построенными, где естественно $P_{\text{за}}$ отсутствует. Учитывая, что при постройке танкера заводские технологи и рационализаторы обычно ищут пути снижения затраты металла, можно рекомендовать не вводить в проектную осовую нагрузку запас водоизмещения и остойчивости или ограничиться запасом не более 1-1,5% водоизмещения порожнем.

Измерители для предварительного расчета весовой нагрузки танкера. Дедвейт

Весы, входящие в состав дедвейта, объединяются в разделы: Сн — снабжение, экипаж и провизия; Бл — жидкий балласт; Тп — запасы топлива, воды и масла; Гр — перевозимый груз.

Если отсутствует весовая нагрузка близкого прототипа, проектировщик может использовать для расчета дедвейта предлагаемые ниже нормативы.

§ 36. Снабжение, экипаж и провизия (Сп)

Вес снабжения может быть принят по формуле

$$P_{\text{Сп}} \approx 0,2 \sqrt{D} + 3, \text{ т.} \quad (73)$$

Для определения веса экипажа следует задаться его численностью, которая мало зависит от размеров (дедвейта) танкера, типа и мощности его силовой установки. Она определяется степенью автоматизации работ по обслуживанию установок и судна в целом. Кроме экипажа, на судне заходятся практиканты, число которых обычно определяется дедвейтом танкера.

В начале 1966 г. в Норвегии, владеющей одним из крупнейших мировых флотов мира, были введены новые правила комплектования экипажей танкеров дедвейтом 15 000—60 000 т, согласованные с профессиональным союзом моряков и другими организациями. Правила распространяются на все суда, построенные после 1959 г., и предусматривают численность экипажа, включая обслуживающий персонал, средний и старший состав: на танкерах дедвейтом 15 000 т < DWT < 45 000 т — 34 чел. и дедвейтом 45 000 т < DWT < 60 000 т — 35 чел. Эти нормы не зависят от типа силовой установки. Если в машинном отделении турбинного танкера отсутствует визуальная связь между котельной платформой и постом управления, то численность экипажа должна быть увеличена на 3 чел. [93].

По литературным данным [65], на построенном в Японии танкере *Idemitsu Mito* дедвейтом 205 000 т с одноцилиндровой турбодвухтактной установкой мощностью 33 000 л. с. численность экипажа составляет 32 чел. Обычно в заданиях на проектирование указывается численность экипажа. В противном случае рекомендуется определять его по близким (с таким же, в частности, объемом автоматических и дистанционных приводов) прототипам, предназначенным для работы в аналогичных условиях.

О близости прототипа судят не только по размерам и мощности судна, но и по тому, автоматизировано ли управление лишь силовой установкой или также общесудовыми приводами (грузовые операции, швартовка, управление судном в море и т. д.).

Численность практикантов $Z_{\text{пркт}}$ для танкеров деловой более 10000 т может быть намечена в первом приближении по нормативу $Z_{\text{пркт}} \approx \frac{D\Phi}{300}$, но не менее 6 и не более 12 чел.

Вес экипажа с багажом принимается 110—160 кг на человека.

Если исходить из того, что запасы провизии (3 кг/чел.-сутки) и пресной воды (~100 кг/чел.-сутки) должны быть приняты только на грузовой рейс в три суток стоянки, что средний вес одного человека с багажом составляет 126 кг и принять, что примерно одну треть потребной пресной воды обеспечит судовая испарительная установка, то вес экипажа, провизии и пресной воды будет

$$P_{\text{эл., пров., в}} \approx 10^{-3} (z + z_{\text{пркт}}) \left(2,9 \frac{R}{v_s} + 335 \right) \tau, \quad (74)$$

где $(z + z_{\text{пркт}})$ — число людей на судне; R — дальность плавания, морские мили, а v_s — эксплуатационная скорость хода танкера в грузу, узлы. Если заданном предусмотрено автономность судна $t_{\text{авт}}$ суток, то

$$P_{\text{эл., пров., в}} \approx 10^{-3} (z + z_{\text{пркт}}) (103t_{\text{авт}} + 126) \tau. \quad (75)$$

§ 37. Жидкий балласт. Запасы топлива, воды и масла.

Перевозимый груз

Жидкий балласт (Бл)

В начале грузового рейса правильно спроектированные танкеры обычно имеют посадку на ровный киль без водяного балласта, который поэтому в соответствующих случаях (начало грузового рейса) не вносят в весовую нагрузку. Для судна, предназначенного следовать с грузом из Черного моря к Порт-Саиду, поскольку по правилам прохода Суэцким каналом требуется заполнение концевых коффердамов водяным балластом, необходимо проверять, компенсируется ли вес принимаемого балласта израсходованными весами топлива, воды и масла.

О весе балласта, принимаемого в балластом перевозке, можно судить на основании расчетов удифферентовки танкера (см. гл. IX), задаваясь желательной посадкой судна, т. е. посадками носом и кормой.

Запасы топлива, воды и масла (Тв)

Запасы топлива. В начальной стадии проектирования запасы топлива для главных и вспомогательных механизмов, обеспечивающие дальность плавания танкера R морских миль в полном грузу, можно определять по формуле

$$P_T = 10^{-3} \left(2g_t N_e \frac{R}{v_s} + 3,2D\Phi \right) \tau, \quad (76)$$

где g_t — удельный расход топлива на все ходовые пучки, кг/з. л. с.-час; N_e — эксплуатационная мощность главного двигателя, з. л. с.; v_s — среднерековая (или среднеголовая) эксплуатационная скорость хода, узлы; $k = 1 + \alpha$ — коэффициент, учитывающий так называемый морской запас, обусловленный снижением скорости хода и увеличением

дальности плавания в связи со штормовой погодой (σ —морской запас); DW —полная грузоподъемность (дедвейт) танкера, т; ϵ —коэффициент DW , учитывающий расход топлива на обогрев и выгрузку груза, пропаривание и мойку танков.

На последующих стадиях проектирования, определяя запасы топлива, подсчитывают отдельно его расход в ходовое время (при ходе в грузы и в балласте) и во время стоянок (с грузовыми операциями и без них); при этом учитывают запас топлива на подогрев груза, на работу грузовых насосов и т. д.

Если мощность N_e в формуле (76) принять равной полной номинальной мощности главного двигателя, а эксплуатационную скорость хода — примерно на 1 узел меньше расчетной, то можно считать $k=1,0$. Если эксплуатационная мощность N_e дизельного танкера на 15—20% меньше номинальной, принимают $k=1,18+1,25$. Запас топлива для дизельных судов должен быть увеличен с учетом работы вспомогательных нефтяных котлов, а для турбинных судов — с учетом работы стационарного дизель-генератора.

При необходимости обосновать запас топлива не только на грузовой рейс, но и на завыращивание в балласте можно, полагая $\epsilon_{\text{балл}}=1,065\epsilon$, а $(N_e)_{\text{балл}}=0,95N_e$, принимать

$$P_{\tau}=10^{-3}\left(1,85kg_eN_e\frac{R}{\sigma}+3,2DW\right)\text{мл/чод. рейс.}\quad (77)$$

Что касается удельного расхода топлива g_e , то его обычно определяют в зависимости от выбора главного двигателя и способа привода вспомогательных механизмов.

Для дизельных установок можно принимать в первом приближении удельный расход топлива на все ходовые нужды

$$(g_e)_d=\frac{2,0}{\frac{N_e}{10\,000}-9,7}\text{ кг/з. л. с.-час.}$$

Для турбинных установок, работающих на паре умеренных параметров,

$$(g_e)_t=\frac{2,7}{\frac{N_e}{10\,000}+9,3}\text{ кг/з. л. с.-час.}$$

и работающих на паре повышенных параметров

$$(g_e)_t=\frac{3,2}{\frac{N_e}{10\,000}-12,7}\text{ кг/з. л. с.-час.}$$

Запасы котельной питательной воды. Запасы котельной питательной воды предусматриваются для смены воды в котлах и пополнения убыли ее в системе питания. На танкерах, где в качестве топлива используется парафинистый мазут, требуется пресная вода для промывки топлива. На танкерах с главными двигателями внутреннего сгорания, для охлаждения поршней или цилиндров которых принимается пресная вода, ее запасы должны обеспечивать смену воды в системе циркуляционного водяного охлаждения и пополнения убыли воды в системе. Кроме того, следует предусмотреть запас воды на пропаривание грузовых танков, который ориентировочно можно принять $\frac{DW}{2,5+6,0}$.

Наличие испарительных установок позволяет уменьшать запасы пресной воды.

Из сказанного следует, что в стадии технического проектирования запасы пресной воды для нужд силовой установки можно определить лишь с учетом особенностей установки.

При предпроектном проектировании можно в первом приближении, учитывая и работу испарительной установки, задаваться запасами пресной воды на расчете 6 кг/л. с. для дизельных и 8 кг/л. с. для турбинных танкеров.

Запасы смазочного масла. Чтобы обеспечить циркуляцию масла в системе циркуляции и пополнение убыли его, также требуется расчет запасов смазочного масла. Нормы его расхода различны для танкеров с разными типами силовых установок и вспомогательных механизмов. При предпроектном проектировании в первом приближении можно принять запас масла в количестве 2,5% запаса топлива.

Таким образом, запасы топлива, воды и масла в начальной стадии проектирования могут быть оценены по формуле

$$P_{T_0} = 1,025P_T + 10^{-2}(6 \div 8)N_p \text{ т.} \quad (78)$$

Перевозимый груз (Гр)

Расчеты перевозимого груза производятся раздельно для каждого случая весовой нагрузки с учетом действительной вместимости грузовых танков.

В начальной стадии проектирования грузоподъемность определяется как разность

$$P_{Гр} = D\Phi - (P_{св} + P_{мех., в. у.} + P_{T_0}) \text{ м.} \quad (79)$$

Распределение объемов и длин на танкерах

§ 38. Грузовместимость танкера и удельно-погрузочный объем

Основные элементы танкера и мощность силовой установки, выбранные в начальной стадии проектирования по формулам и графикам гл. III и IV, соответствуют в первом приближении его полезной грузоподъемности, принятой скорости хода и дальности плавания. Кроме требуемой грузоподъемности, танкер должен обладать соответствующей грузовместимостью, т. е. достаточным объемом грузовых танков. Корпус танкера должен вмещать также необходимые для обеспечения заданной дальности плавания запасы топлива, масла, пресной воды и других материалов. Чтобы обеспечить в различных условиях плавания посадку судна на ровный киль или с требуемым дифферентом, должны быть предусмотрены балластные отсеки и соответствующим образом распределены все поплавучие объемы.

Объем грузовых танков должен быть принят с некоторым избытком, а продольное положение танковой части должно соответствовать продольному положению центра вынужден. Запасы топлива следует распределить между носовыми дальноходами и кормовыми отсеками (бункерами, нежидкотопными и прочими цистернами) так, чтобы обеспечить возможность удерживания судна в различных условиях плавания. Распределение на судне объемов и длин пустых (балластных) танков и отсеков должно удовлетворить условию достижения минимального расчетного изгибающего момента при постановке судна на волну.

Формулы и графика для определения в начальной стадии проектирования размеров танкера и выбора коэффициентов формы основаны главным образом на статистических материалах о современных нефтевозах, без учета особенностей задания на проектирование конкретного танкера. Эти особенности должны быть учтены при размещении переборок внутри корпуса танкера, при выделении танковой части, топливных и балластных отсеков, машинно-котельного отделения.

Минимальная вместимость брутто грузовых танков $V_{ГР}$ связана с полезной грузоподъемностью равенством

$$(V_{ГР})_{min} = \frac{\Delta P_{ГР}}{\gamma_{ГР} \cdot 0,985 \cdot 0,97} \text{ м}^3, \quad (80)$$

где $\gamma_{ГР}$ — удельный вес наиболее легкого перевозимого груза, т/м³; 0,985 — коэффициент, учитывающий уменьшение объема танков за счет объема, занимаемого наружной обшивкой, переборками, набором, системами, устройствами и другими конструкциями; 0,97 — коэффициент недонала, учитывающий температурное расширение груза; k — коэффициент, предусматривающий избыток кубатуры танков на случай укорочен-

ческой дальности плавания судна, когда за счет сокращения количества принимаемого топлива можно было бы увеличивать количество груза.

Если принять $k=1,050$, что соответствует дальности плавания в 3—4 раза меньшей расчетной, то максимальная вместимость грузовых танков брутто

$$(V_{GP})_{\max} = 1,10 \frac{P_{GP}}{\gamma_{GP}} \text{ м}^3. \quad (81)$$

Для самых легких нефтепродуктов с $\gamma_{GP}=0,71 \div 0,735 \text{ т/м}^3$

$$V_{GP} = (1,55 \div 1,50) P_{GP} \text{ м}^3.$$

Для танкеров, перевозивших сырую нефть с $\gamma_{GP}=0,85 \div 0,87 \text{ т/м}^3$, минимальную полезную грузовместимость можно уменьшить до

$$V_{GP} = (1,27 \div 1,30) P_{GP} \text{ м}^3.$$

Отношение $\frac{V_{GP}}{P_{GP}}$ называется удельно-погрузочным объемом и выражается в $\text{м}^3/\text{т}$.

§ 39. Минимальная длина танковой части и минимальный коэффициент утилизации длины

Вместимость брутто грузовых танков связана с шириной B и высотой борта H судна соотношением

$$V_{GP} = k_1 \beta_1 L_{\text{танк}} B H = k_1 \beta_1 \chi_c L B H \text{ м}^3, \quad (82)$$

где $L_{\text{танк}}$ — длина танковой части судна без ялосных отделений и коффердамов;

χ_c — коэффициент утилизации длины, равный отношению L_n/L ;

β_1 — коэффициент полноты медели по верхней палубу с учетом пошиба бимсов; в первом приближении

$$\beta_1 = 1,025 - 0,1165(1 - \chi_c); \quad (83)$$

при изменении δ в пределах $0,72 \div 0,82$

$$\beta_1 = 1,016 \div 1,021;$$

k_1 — коэффициент, учитывающий сужение корпуса судна в оконечностях (в пределах танковой части) и увеличение сечений благодаря седловатости палубы.

Величина k_1 зависит от длины танковой части, характера палубной линии и коэффициента общей полноты. Для судов со стандартной седловатостью можно принимать

$$k_1 = \frac{3 + 1,23}{2,0}, \quad (84)$$

а при отсутствии седловатости

$$k_1 = \frac{3 + 1,23}{2,0}. \quad (85)$$

Если в пределах танковой части расположены один или два ялосных отделения, то ее соответственно удлиняют. Поскольку такое распо-

ложение насосных отделений встречается лишь на небольших танкерах, в начальной стадии проектирования можно принимать длину промежуточного насосного отделения порядка 3,6—4,6 м.

По формулам (81)—(86) можно определить минимальную величину коэффициента утилизации длины, обеспечивающую размещение заданного количества груза с удельным весом $\gamma_{гр}$, т/м³

$$(\eta_L)_{min} = \frac{2,165 + 2,155}{\beta - (1,30 + 1,33) \gamma_{гр}} \frac{P_{гр}}{LBN}. \quad (86)$$

Однако у большинства построенных танкеров действительная длина танковой части превышает минимально необходимую.

Коэффициент утилизации длины играет важную роль при выборе главных размерений танкера и размещении основных переборок. Расчеты общей прочности танкера на тихой воде и при волнении показывают, что для уменьшения расчетного изгибающего момента следует стремиться к распределению груза на возможно большей длине, т. е. к увеличению η_L . Появление избытка емкости в танках не может считаться недостатком проекта, если это приводит к уменьшению металло-вложений и строительной стоимости, позволяет свободно маневрировать весами и объемами, а следовательно, добиваться наиболее благоприятной униформировки судна в различных эксплуатационных условиях.

Избыток емкости в танках дает возможность увеличивать полезную грузоподъемность (при неизменной дедвейте) в случае уменьшенной дальности плавания, а также выделять чисто балластные танки. По рекомендации Регистр СССР, танковая часть должна занимать не менее 60% длины L .

Правильным подбором дорожных (балластных) танков при загрузке в грузы можно значительно уменьшать расчетный изгибающий момент, добиваясь правильной посылки судна в балластном переходе и других преимуществ.

Влияние увеличения коэффициента утилизации длины и выделения благодаря этому дорожных танков на величину расчетного изгибающего момента может быть иллюстрировано рас. 47, а, б, в, относящимися к танкеру дедвейтом 48 400 т, водоизмещением 62 680 т и длиной 215 м.

При $\eta_L = 58\%$ (рас. 47, а) наибольшая перерезывающая сила равна 4400 т, а наибольший изгибающий момент на тихой воде составляет 170 000 т·м. Если тот же груз распределить на длине, составляющей 65% длины L , наибольшая перерезывающая сила уменьшится до 3500 т, а наибольший изгибающий момент на тихой воде — до 152 000 т·м, т. е. на 10,6%. Если довести коэффициент утилизации длины до 67%, что позволит выделить непосредственно в нос от мадла пустые (балластные) танки, то наибольшая перерезывающая сила сохранит величину 3500 т, а наибольший изгибающий момент на тихой воде уменьшится до 113 000 т·м, т. е. в полтора раза.

На основании изложенного становится ясно, почему на танкерах для обеспечения общей прочности стремятся к увеличению коэффициента утилизации длины и выделению чисто балластных танков. Обычно увеличение η_L до 0,67 — 0,70 оказывается возможным лишь на крупнотоннажных танкерах с небольшими относительными скоростями и полными ободами. Иными словами, на таких танкерах стремятся принимать длину танковой части больше минимально необходимой, определяемой формулой (86).

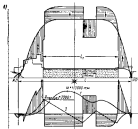
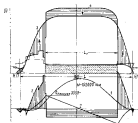
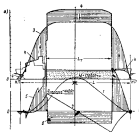


Рис. 47. Эпюры деформирования soil в контактных моментах на гравийной подушке толщиной 60 см (модель 62-68) т, действовавшей 40-60 т и длиной 215 см: а — коэффициент усадки $\frac{L_f}{L} = 0,50$; б — коэффициент усадки $\frac{L_f}{L} = 0,65$; в — коэффициент усадки $\frac{L_f}{L} = 0,87$.

1 — линия моментов; 2 — линия перемещений; 3 — линия напряжений; 4 — линия высот; 5 — линия, соединяющая центры тяжести; 6 — линия, соединяющая центры тяжести; 7 — линия, соединяющая центры тяжести.

§ 40. Действительная длина танковой части

Статистические данные о построенных за последние годы танкерах различных архитектурных типов и размеров, но с минимальным надводным бортом позволяла установить приближенную зависимость между действительным коэффициентом утилизации длины (без учета насосных отделений), коэффициентом общей полноты и энергооборотностью танкера, т. е. отношением $\frac{N_d}{D^2}$. Эта зависимость, без учета

числа и места расположения грузовых насосных отделений, наличия носового балластного отсека и сузогрузного трюма изображена на рис. 48. Отказ от носового балластного отсека, носовых днитанков, носового коффердама и сузогрузного трюма, возможность чего должна быть подтверждена расчетами удифферентовки, позволила бы увеличить η_d по сравнению с номограммой.

Длину танковой части $L_{\text{танк}}$ названного судна в начальной стадии проектирования можно также оценить как разность

$$L_{\text{танк}} = L - (L_{\text{отск}} + L_{\text{кофферд}}),$$

где $L_{\text{отск}}$ — суммарная длина отсеков, расположенных в нос от танковой части, до носового перпендикуляра, т. е. включающая длину форанка, днитанков с сузогрузным трюмом и носового коффердама; $L_{\text{кофферд}}$ — суммарная длина отсеков, расположенных в корму от танковой части, т. е. сумма длин кормовых бункеров, насосного отделения, машинного отделения и ватерпина — до кормового перпендикуляра.

Обычно на дизельных танкерах со скоростью хода не более 16—17 узл. $L_{\text{кофферд}} \approx (1,8 + 1,95) L_{\text{танк}}$; на турбинных танкерах такой же быстротходности $L_{\text{кофферд}} \approx (1,5 + 1,65) L_{\text{танк}}$.

Для более обоснованного определения длины и положения танковой части важно заметить в первом приближении $L_{\text{танк}}$, включающую обычно длину l_1 форанка (рис. 49), длину l_2 днитанка и длину носового коффердама. По правилам классификационных обществ, $l_1 > 0,03L$; длина коффердама принимается обычно в зависимости от размеров судна в пределах 0,9—1,2 м. Длину днитанка выбирают, исходя из условия размещения в нем необходимого количества топлива. Окончательное распределение общего запаса топлива между носовым днитанком (днитанками) и кормовыми емкостями (поперечный и бортовой бункеры, отстойные, расходные и междудонные цистерны и т. д.) может быть установлено после расчетов удифферентовки танкера; в начальной же стадии проектирования принимают, что в носовых днитанках длиной l_1 будет размещено 40—50% общего запаса топлива. Следует учесть также, что в отсеке днитанка обычно выгораживают насосное отделение с шахтой хода, суммарный объем которых равен приблизительно $130 + 0,130 W^{0,4} \text{ м}^3$, а иногда — по требованию заказчика — и сузогрузный трюм¹.

Для определения в первом приближении объема отсека днитанка до разработки теоретического чертежа корпуса и емкости емкости могут быть предложены формулы, не учитывающие влияния на его величину продольного положения центра величины и характера сдвигатости подлужной линии.

¹ Начиная с 1962 г. по Франсуа и с 1963 г. в Японии начали строить крупнотоннажные танкеры без носовых днитанков топлива, без носовых насосных отделений и носовых коффердамов. Это позволяло увеличить в них танковую часть судна, уменьшить величину расчетного потребного момента нос корпуса, судовой системы и устройств, снизить себестоимость постройки танкеров.

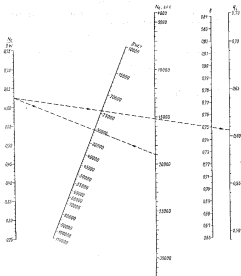


Рис. 44. Статистическая зависимость коэффициента утилизации света $\eta_L = \frac{L_T}{L}$ от коэффициента общей освещенности δ и энергосберегаемости $\frac{H_s}{D \cdot W}$ здания.

Пример.

$DW = 30.000$ л.; $H_s = 10.000$ л. в. в.; $\eta_L = 0,70$
 $\delta = 0,000$.

Подпалубную площадь сечения A , удаленного λ нос от миделя на L м ($0,3 < \frac{\lambda}{L} < 0,45$), можно приближенно определить по формуле

$$A \approx A_{\text{мид}} \frac{L - 21}{L (2,14 - 2,56 \frac{\lambda}{L})} \text{ м}^2, \quad (87)$$

где $A_{\text{мид}}$ — подпалубная площадь миделя, связанная с шириной B и высотой борта H танкера зависимостью

$$A_{\text{мид}} \approx B \left(H + \frac{B}{28,7} \right) \text{ м}^2. \quad (88)$$

Если обозначить $\frac{\lambda}{L} = \lambda$, то формула (87) примет вид

$$A_1 \approx B \left(H + \frac{B}{28,7} \right) \frac{1 - 2\lambda}{2,14 - 2,56 \lambda} \text{ м}^2. \quad (89)$$

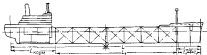


Рис. 43. Схема рассуждения для на танкере.

где λ — относительное расстояние сечения A_1 от миделя, причем $0,3 < \lambda < 0,45$.

Зная длину L_2 дилтанка, можно по формуле (89) определить площади A_1 для кормового и A_2 для носового сечений дилтанка и затем найти приближенно объем (брутто) дилтанка

$$V_{\text{дл}} \approx l_{\text{дл}} \frac{A_1 + A_2}{1,8 + 2,0} \text{ м}^3. \quad (90)$$

Для перехода от объема $V_{\text{дл}}$ брутто к размещаемому в дилтанке запасу топлива $(P_T)_{\text{дл}}$ следует после вычитания из $V_{\text{дл}}$ объемов V , не используемых для размещения запасов топлива, вычесть 2% на загроможденность дилтанка конструкциями и 3% на тепловое расширение топлива. Введя удельный вес топлива γ_T , можно определить размещаемое в дилтанке носовое количество топлива

$$(P_T)_{\text{дл}} \approx 0,95 \gamma_T (V_{\text{дл}} - V) \text{ т}. \quad (91)$$

Если $(P_T)_{\text{дл}}$ равен 40—50% полного необходимого запаса топлива, то приведенная длина дилтанка достаточна. Он должен занимать целое число шпангоутов по 650—750 мм.

Для оценки в начальной стадии проектирования длиной $L_{\text{корр}}$ можно исходить из следующих статистических соотношений:

длина хвострика (в нос от кормового перпендикуляра), содержащая дейдвудную трубу, составляет 3,8—4,8% длины танкера;

длина кормового грузового насосного отделения с бортовыми бункерами, вытесняющими (0,35—0,50) P_T топлива, составляет 2,0—2,7% L ;

длина машинного котельного отделения одновитового турбинного танкера

$$(L_{\text{МО}})_T \approx \left[13,0 \frac{1 - \lambda}{\lambda} \frac{K_T}{D_{\text{мех}}} + (0,063 + 0,085) \right] L \text{ м}, \quad (92)$$

$$(L_{\text{кор}})_2 \approx \left[15,8 \frac{1-i}{i} \frac{N_c}{Dv_{\text{кор}}} + (0,065 + 0,08) \right] L, \text{ м.} \quad (93)$$

Из последних формул следует, что в первом приближении

$$(L_{\text{кор}})_1 \approx \left[13,0 \frac{1-i}{i} \frac{N_c}{Dv_{\text{кор}}} + (0,127 + 0,152) \right] L, \text{ м;} \quad (94)$$

$$(L_{\text{кор}})_2 \approx \left[16,8 \frac{1-i}{i} \frac{N_c}{Dv_{\text{кор}}} + (0,13 + 0,148) \right] L, \text{ м.} \quad (95)$$

По величинам $L_{\text{тан}}$ и $L_{\text{кор}}$ вычисляется конструктивная длина танковой части $L_t = L - (L_{\text{тан}} + L_{\text{кор}})$, а также действительный коэффициент утилизации длины $\eta_L = \frac{L_t}{L}$, который не должен быть меньше $(\eta_L)_{\text{мин}}$, полученного по формуле (86).

Результаты предварительных расчетов по приближенным формулам подлежат в дальнейшем проверке и уточнению по чертежам — теплотехнику, общего расположения судна и его силовой установки, являясь основой, а также расчетами дифферентовки танкера в различных условиях эксплуатации.

Длину танковой части обычно стремятся увеличивать настолько, чтобы оказалось возможным выделить в средней части судна непосредственно в нос от миделя один или несколько чисто балластных танков.

На больших судах без носовых дилтанков и коффердамов, у которых танковая часть с носа граничит с форзаканом, при $\delta = 0,81 + 0,82$ коэффициент утилизации η_L достигает 0,73.

§ 41. Коэффициент утилизации кубического модуля

Из формулы (82) вытекает, что $\frac{V_{\text{ГР}}}{LBN} = \delta \cdot \eta_L \cdot \eta_V$. Отношение $\frac{V_{\text{ГР}}}{LBN}$,

называемое коэффициентом утилизации кубического модуля, зависит от размеров и особенностей архитектуры судна, наличия избытка высоты надводного борта, характера обводов корпуса и сеголоватости палубы, коэффициентов общей полноты и утилизации длины. Для танкера с минимальным надводным бортом в первом приближении этот коэффициент можно определить по формулам:

при стандартной сеголоватости палубы

$$\frac{V_{\text{ГР}}}{LBN} \approx \frac{1 + 2,38}{2,63} \eta_V; \quad (96)$$

при отступлении сеголоватости

$$\frac{V_{\text{ГР}}}{LBN} \approx \frac{1 + 2,26}{2,63} \eta_V. \quad (97)$$

С увеличением длины танковой части и коэффициента утилизации длины обычно возрастает и коэффициент утилизации кубического модуля. Это означает, что та же величина грузоемкости может быть достигнута при меньшем кубическом модуле, а следовательно, меньшем весе корпуса и уменьшенной строительной стоимости судна. Таким образом, величина коэффициента утилизации кубического модуля позволяет судить о технических и экономических характеристиках танкера. Для повышения этих характеристик желательно, чтобы отношение

$\frac{V_{\text{ГР}}}{L_{\text{ВН}}}$ превышало 0,59. Возрастанию $\frac{V_{\text{ГР}}}{L_{\text{ВН}}}$ до 0,65 и, тем более до 0,71 (при действе танкера менее 130 000 т эту последнюю величину трудно преодолеть), обычно сопутствует повышение технико-экономических показателей танкера.

§ 42. Разбивка длины судна на шпанги

Длина между перпендикулярами разбивается на шпанги с соблюдением следующих указаний:

шпангоутное расстояние (шпанга) в форнике и achterenke должно быть не более 600 мм (610 мм на судах иностранной постройки);
переходная шпанга в носу и корме — 650 и 700 мм;
шпанга в носовом дилтанке и в машинном отделении — не более 750 мм (на танкере *Tokyo Maru* в машинном отделении она равна 900 мм).

Длины носового и кормового коффердамов принимают обычно равной 900—1200 мм (в зависимости от размеров танкера, а также от наличия в концевых переборках танковой части гофров и их размеров).

В отступлении от этих правил судостроители Японии при постройке наиболее крупных танкеров с целью облегчения металлического корпуса принимают значительно большие шпанги. Так, на танкере *Nisshio Maru* дедвейтом более 130 000 т, построенном в 1962 г., длина первой шпанги форника была принята 2,1 м, остальных 6 шпанг — по 2,4 м, а шпанга в дилтанке — 3,2 м.

На судах серии *Primo* шпанга в грузовых танках равна 2815 мм, а серии *София* — 3075 мм; на крупнотоннажных танкерах зарубежной постройки шпанга в грузовых танках не превосходит обычно 4050 мм (*Asahi Maru* 1964 г.), но достигает 4,5 м (*Tokyo Maru* 1966 г.).

Заключив разбивку длины судна на шпанги, составляют таблицу отстояний каждого шпангоута от миделя (в нос — положительные, в корму — отрицательные), которая используется при расчете весовой нагрузки танкера и построении эскиза емкости.

§ 43. Пример расчета распределения длин и объемов танкера

Задание: дизельный танкер дедвейтом 83 000 т с 10%-ным носовым бульбом и элементами:

Водоизмещение D , т	100 000	
Длина L , м	245,0	
Ширина B , м	37,8	
Высота борта H , м	20,5	
Осадка дилтанка T , м	14,1	
Коэффициент обшей ваткости δ	0,745	
Мощность главного двигателя наибольшей $N_{\text{д.г.д.с.}}$	32 000	
То же, вспомогательная $N_{\text{в.д.д.с.}}$	28 000	
Скорость хода на испытаниях $V_{\text{исп}}$, узлы	18,7	
То же, эксплуатационная $V_{\text{эк.реш.}}$	17,7	
Верхняя палуба	Вс. осадка в ДП 2х10 000	
Дальность плавания R , морских миль		
Объем носового палубного отделения в связи с него $V_{\text{нос}}$, м ³	~ 350	

Намечаемая разбивка длины судна на шпанги (с носа в корму), м:

Формы:		
8 шпаций по 0,60	3,60	
10 " " 0,70	3,10	
общая длина формовки	12,70	или 5,2% L
Пантоны		
12 шпаций по 0,75	9,00	
Коффердам		
1 шпация	1,20	
Тонкошовые части:		
табак № 1 — 8 шпаций по 3,00	24,0	
табак № 7 — 8 " " 3,00	24,0	
общая длина	TX24=158,8, или 68,0% L	
Носовые откосы:		
8 шпаций по 0,75	6,00	
Макизовые откосы:		
42 шпаций по 0,75	31,50	
10 шпаций по 0,70	7,00	
общая длина макизового откоса	38,50	или 15,7% L
Астерisks:		
16 шпаций по 0,60	9,60	или 3,9% L
Всего		245,8

Носовой перпендикуляр отстоит от миделя на $\frac{245,8}{2} = 122,9$ м, а кормовая переборка дилтанка на $122,9 - (12,7 + 9,0) = 100,2$ м; относительное расстояние $\lambda_1 = \frac{100,2}{245,8} = 0,411$; относительное расстояние от миделя носовой переборки дилтанка $\lambda_2 = \frac{100,2}{245,8} = 0,418$.

Подпалубная площадь миделя по формуле (88)

$$A_{\text{м}} = 37,8 \left(20,5 + \frac{37,8}{98,7} \right) = 789 \text{ м}^2.$$

Площадь кормовой переборки дилтанка по формуле (89)

$$A_1 = 789 - \frac{1 - 2 \cdot 0,411}{2,14 - 2,54 - 0,745^2} = 789 \frac{0,177}{0,507} = 276 \text{ м}^2.$$

Аналогично площадь носовой переборки дилтанка

$$A_2 = 789 - \frac{1 - 2 \cdot 0,418}{2,14 - 2,54 - 0,745^2} = 789 \frac{0,104}{0,507} = 162 \text{ м}^2.$$

Объем брутто дилтанка

$$V_{\text{бр}} = 9,0 \frac{276 + 162}{1,9} = 2075 \text{ м}^3.$$

При удельном весе моторного топлива $\gamma_1 = 0,87$ вместимость дилтанка

$$(P_1)_{\text{бр}} = 0,95 \cdot 0,87 (2075 - 360) \approx 1416 \text{ т}.$$

Полный запас топлива для обеспечения заданной дальности плавания

$$P_1 = 10^{-3} \left(1,05 \cdot 0,156 \cdot 26500 - 1,89 \frac{10 \cdot 1000}{17,7} + 3,2 \cdot 83 \cdot 1000 \right) = 4635 + 265 = 4900 \text{ т}.$$

Принятое распределение для обеспечения возможности приема в носовой дилтанк до $\frac{1416}{4900} 100 \approx 29\% P_1$.

Вывод, принятый в начальной стадии проектирования распределение длины может быть сохранено. Точнее это можно установить после разработки теоретического чертежа, эпюры емкости, весовой нагрузки и удифферентовки, постановки судна на волну и выполнения расчетов общей прочности.

Принятая выше длина машинного отделения $L_{м.д.} = 38,5 \text{ м} = 0,157L$ удовлетворяет нормативу [формула (98)]

$$\frac{(L_{м.д.})_2}{L} = 15,8 \frac{0,265}{0,745} \frac{32000}{10000 \cdot 18,7} + 0,065 = 0,0925 + 0,065 = 0,1575.$$

Если оценить сужение оконечностей танковой части коэффициентом 0,955, то полная вместимость (брутто) танковой части (при $L_{танк} = 168,0 \text{ м}$)

$$V_{танк} = 0,955 \cdot 168,0 \cdot 785 = 126550 \text{ м}^3.$$

Для размещения $83\,000 - \left(\frac{4900}{4} + 675 \right) \approx 81\,100 \text{ т}$ легкого груза с $\gamma_{гр} = 0,785 \text{ т/м}^3$ при уменьшенных вчетверо запасах топлива достаточна емкость

$$V_{гр} = \frac{81\,100}{0,95 \cdot 0,785} = 108\,750 \text{ м}^3.$$

При перевозке сырой нефти с удельным весом $\geq 0,785 \text{ т/м}^3$ одна средняя и две бортовые танка общей емкостью 126550—108750—=17800 м³ могут быть отведены постоянно под чистый балласт.

§ 44. Эпюра емкости

Эпюра емкости — график, условно изображающий на базе длины судна площади поперечных сечений отдельных его отсеков по верней палубе. Площадь фигур, изображающей на эпюре емкости отдельный отсек, пропорциональна в выбранном масштабе объему этого отсека. Для построения эпюры емкости необходимо задаваться раздельно масштабом длины и масштабом площадей.

На рис. 50 показана эпюра емкости танкера дедвейтом 30500 т. Площадь ее между базовой линией и верней кривой дает полный полезный объем. Простяг в средней части верхней кривой свидетельствует о седловатости верней палубы.

Эпюру емкости используют для расчетов весовой нагрузки и удифферентовки судна, полагая, что центры тяжести площадей ее отдельных фигур совпадают с центрами тяжести объемов соответствующих отсеков.

В табл. 28 дана экспликация к эпюре емкости с наименованиями помещений, их объемами брутто, т. е. без учета уменьшения полезного объема этих помещений за счет объема, занимаемого конструкциями, и координатами центров тяжести по длине и высоте.

В начальной стадии проектирования проектировщик не располагает теоретическими чертежами, масштабными Бонжана, чертежами общего расположения и другими данными о сопоставляемых вариантах, необходимыми для построения эпюры емкости. Однако он может приблизительно построить схему эпюры емкости (рис. 51), чтобы уже в этой стадии решать задачи распределения объемов и удифферентовки судна. С этой целью могут быть использованы данные (см. табл. 21) об



Рис. 50. Схема емкости танкера длиной 30000 м с паротурбинной силовой установкой (расстояние см. в табл. 50).

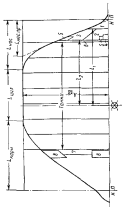


Рис. 51. Построение осеи ширины емкости танкера в излодной стадии проектирования (исходные данные, даны в тексте согласно табл. 15).
1 — фюзеляж; 2 — носовой дельфин; 3 — кормовой дельфин; 4 — кормовая танковая установка (ТНУ); 5 — мачта в НН; 6 — мачта в ПН; 7 — рулевой баркас; 8 — мачта в ПН; 9 — мачта в НН; 10 — мачта в ПН; 11 — мачта в НН; 12 — мачта в ПН.

Землепользователи в агропромышленном комплексе (млн руб.) в разрезе видов деятельности

Виды деятельности	Наименование деятельности	Число организаций	Координаты в т.т.		Число занятых в тыс. чел.	Наименование показателя	Число занятых в тыс. чел.	Координаты в т.т.	
			д. ш.	ш. д.				д. ш.	ш. д.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Формы	482	87,1	7,55	29	То же в ДП	2019	26,45	7,08
2	Швейная	144	—	—	21	» » ПБ	1032	26,45	7,17
3	Центр швей	44	—	—	23	Танк № 5 ПБ	1032	15,05	7,17
4	Валейский отсек	583	82,4	5,34	30	То же в ДП	2019	15,05	7,08
5	Судостроитель. трем	1349	75,3	—	24	» » ПБ	1032	15,05	7,17
6	Детская	1408	73,2	6,4	25	Танк № 6 ПБ	1032	3,65	7,17
7	Носовое производство от-деление	186	—	—	26	То же в ДП	2019	3,65	7,08
8	Швейная связь в ПНО	37	—	—	27	» » ПБ	1032	3,65	7,17
9	Коффеины	284	67,0	7,88	28	То же № 7 ПБ	1032	—7,75	7,17
10	Танк № 1 ПБ	744	69,3	7,62	29	» » в ДП	2010	—7,75	7,08
11	То же в ДП	2565	69,8	7,36	30	» » ПБ	1032	—7,75	7,17
12	» » ПБ	744	69,3	7,62	31	Танк № 8 ПБ	1032	—19,2	7,20
13	» » ПБ	576	69,1	7,19	32	То же в ДП	2045	—19,2	7,15
14	Танк № 2 в ДП	2000	49,3	7,08	33	» » ПБ	1032	—19,2	7,20
15	То же ПБ	970	49,1	7,19	34	Танк № 9 ПБ	1060	—30,35	7,38
16	Танк № 3 ПБ	1034	37,8	7,7	35	То же в ДП	2045	—30,4	7,34
17	То же в ДП	1977	37,9	7,06	36	» » ПБ	1060	—30,35	7,38
18	» » ПБ	1034	37,8	7,17	37	Танк № 10 ПБ	994	—18,7	7,70
19	Танк № 4 ПБ	1032	26,45	7,17	38	То же в ДП	2042	—41,5	7,58

№ п/п	Наименование помещения	№ инв. №	Координаты н. т.		№ инв. №	Наименование помещения	№ инв. №	Координаты н. т.	
			х, м	у, м				х, м	у, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
39	Танк № 10, 11Б	991	-41,7	7,50	49	Стекло масляная паста	40	-73,0	0,97
40	Грузовые автомобили и карьерной погрузчик	1115	—	—	59	Топливная цистерна	127	-79,5	1,02
41	Топливный бункер 11Б	502	-52,1	4,43	51	Котловое отделение	505	—	—
42	Грузовые автомобили	502	-52,1	4,43	52	Помещение фекальной цистерны и насоса	42	-83,5	—
43	Расходная топливная цистерна 11П	210	-53,5	4,82	53	Топливная цистерна (с коффердамом)	406	-86,3	11,3
44	Расходная топливная цистерна 11Б	244	-53,1	4,82	54	Актария	256	-81,4	10,7
45	Насосное отделение	6154	—	—	55	Ремонтное отделение	144	—	—
46	Вспомогательная цистерна с антистатическим насосом	129	-58,3	0,85	56	Рефрижераторные помещения с холодильными камерами	376	—	—
47	Цистерна питьевой воды	109	-61,5	6,57					
48	Коффердамы	25	-73,0	0,20					

Примечание: Общие вместимости буровых скважин указаны в 40 м³/ч.

обводах судов 60-й серии Кардиффского бассейна [91]. Для базисной серии судов с этими обводами приняты при $0,67 < \delta < 0,82$

$$\text{Коэффициент радиуса скрули} \dots\dots\dots A_{\text{ск}} = \frac{R}{r \delta^2} \approx 0,5(1 - \delta)$$

$$\text{Относительная длина носового заострения} \dots\dots\dots \frac{L_{\text{з.н.}}}{L} \approx 1,25 - 1,20 \delta$$

$$\text{То же, кормового заострения} \dots\dots\dots \frac{L_{\text{з.к.}}}{L} \approx 0,905 - 0,818 \delta$$

$$\text{То же, плавничковой вставки} \dots\dots\dots \frac{L_{\text{пав.к.}}}{L} \approx 1,818 - 1,155 \delta$$

Чтобы построить схему эпюры емкости, следует определить площадь $A_{\text{ж}}$ выделенного сечения по верхней палубе с учетом потери биегов, принимаемой равной $0,02B$, и коэффициента обшивки полноты. Вместо приближенной формулы [88] предлагается более точная

$$A_{\text{ж}} = \delta H + \left(\frac{\delta}{10} \right)^2 [1,333 - 6,2(1 - \delta)^2] M^2. \quad (58)$$

Выбрав масштабы длин и площадей, строят прямоугольник с основанием L и высотой $A_{\text{ж}}$. На верхнем основании прямоугольника откладывают длины $L_{\text{нос}}$, $L_{\text{зад}}$ и $L_{\text{корм}}$, пользуясь приведенными выше формулами. В первом приближении считают носовую часть палубной линии прямой линией, отсекающей на верхнем основании схемы эпюры отрезок от носового перпендикуляра $L_{\text{нос-эпюры}}$, определяемый формулой

$$L_{\text{нос-эпюры}} = (1,07 - 1,27\delta^2) L. \quad (59)$$

При различных значениях δ отношение $L_{\text{нос-эпюры}}/L$ может быть принято равным:

δ	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82
$\frac{L_{\text{нос-эпюры}}}{L}$	0,389	0,386	0,377	0,378	0,364	0,358	0,346	0,332	0,314

Отрезок на носовом перпендикуляре определяется размером B бульба.

Закругления, сопрягающие прямоугольный участок палубной линии на продолжении $L_{\text{зад}}$ (при отсутствии самоподатности палубы) с участками смонченностей, выбирают по аналогии с прототипами.

Подобная схема эпюры емкости нужна при расчетах дифферента танкера в начальной стадии проектирования и назначении положения центра тяжести. Для решения последней задачи следует исходить из того, что наиболее смещенный в нос центр тяжести судна имеет обычно место, когда принятый судном легкий груз полностью заходит грузовые танки, т. е. его количество превышает нормальную грузоподъемность, а количество топлива соответственно уменьшено. Этот случай часто называют эксплуатацией танкера на коротком плече, т. е. с укороченной дальностью плавания. Плечи для расчета моментов, создаваемых переменными грузами, берутся по приближенной эпюре емкости, что позволяет уже в начальной стадии проектирования определить в первом приближении абсциссу центра тяжести, принимаемую при построении первого варианта теоретического чертежа.

Удифферентовка танкера

§ 45. Расчетные случаи нагрузки

Удифферентовка судна — это совокупность расчетов посадки судна в различных условиях эксплуатации с целью приближения Центра тяжести груженого судна к оптимальному с точки зрения требований гидромеханики положению центра величины.

Поскольку удельный вес груза и дальность плавания судна могут изменяться в весьма широких пределах, число возможных на практике вариантов весовой нагрузки судна бесконечно велико. Однако для решения задач общего проектирования достаточно рассмотреть удифферентовку судна для нескольких наиболее характерных случаев весовой нагрузки, например:

- 1) водоизмещение порожнего;
- 2) полное водоизмещение с допустимым количеством легкого груза и наибольшими (в меру емкости топливных отсеков) запасами топлива для наибольшей дальности плавания — начало грузового рейса максимальной протяженности;
- 3) конец рейса (случай 2) с 10%-ными остатками запасов топлива и воды;
- 4) водоизмещение в балласте с полным запасом топлива — начало балластного рейса за грузом;
- 5) водоизмещение в конце балластного рейса с 10%-ными остатками топлива и воды;
- 6) водоизмещение в полном грузу с тиками, полностью заволакиваемым легким грузом, и уменьшенным запасом топлива — начало ускоренного рейса максимальной грузоподъемности;
- 7) водоизмещение в конце ускоренного грузового рейса с 10%-ными остатками топлива и воды.

Вместо какого-либо из перечисленных случаев нагрузки или в дополнение к ним могут быть рассмотрены другие, например перевозка двух или более сортов груза, различающихся по удельному весу.

Обычно при удифферентовке танкера выдвигается требование, чтобы ни при каких условиях танкер не имел дифферента на нос, причем в начале грузовых рейсов оно должно быть выполнено без приема балласта. Посадка судна в балластном переходе должна обеспечивать необходимый дифферент на корму, при котором достигается достаточная глубина погружения главного винта в воду для его эффективной работы без кавитации, а также требуемое для устойчивости судна на курсе погружение носа.

§ 46. Роль расчетов удифферентовки для контроля приемлемости принятых в проекте решений

Расчеты дифферента и крена танкера в различных характерных случаях загрузки относятся к числу расчетов, завершающих проектирование, и выполняются на такой стадии, когда проектировщик располагает теоретическим чертежом, кривыми элементов теоретического чертежа, чертежами общего расположения судна и его силовой установки, второй емкости, весовой загрузки судна порожнем и в различных расчетных случаях эксплуатации.

Таким образом, расчеты дифферента и крена должны подтверждать приемлемость принятых в общем проекте решений с точки зрения посадки судна в различных условиях эксплуатации. В частности, они руководствуются для проверки правильности решений относительно:

а) продольного положения центра величины судна, положенного в основу теоретического чертежа и выбранного на соображений обеспечения судна высотой ходовых и мореходных качеств;

б) распределения полного запаса топлива между носовыми дымовыми и кормовыми отсеками (бортовыми бункерами, расходными, отстойными цистернами и т. д.);

в) разбивки танков на грузовые и балластные; для окончательного решения этого вопроса требуется дополнительный анализ его с точки зрения обеспечения судна общей прочностью и правильности использования материала основных продольных связей корпуса при постановке судна на якорь;

г) выделения танков, не заполняемых грузом при больших дальностях плавания.

Если расчеты удифферентовки покажут, например, что судно в конце грузовой рейсы, израсходовав запас топлива и пресной воды, получит посадку на нос, причем этот дифферент не удастся устранить приемом водного балласта в элероны и другие кормовые балластные отсеки, то придется, очевидно, пересмотреть план разбивки танков на грузовые и балластные, а также распределение топлива в начале рейса между носовыми дымовыми и кормовыми бункерами. В худшем случае может потребоваться переделка в нос центра величины, если для повышения ходовых качеств судна он был чрезмерно смещен в корму.

§ 47. Последовательность расчетов удифферентовки

Расчеты удифферентовки, выполняемые для нескольких случаев носовой загрузки, довольно трудоемки. Для облегчения и ускорения этих расчетов целесообразно подготовить вспомогательные таблицы (табл. 29) весов и моментов: а) для всех танков, полностью заполненных грузом как наибольшего, так и наименьшего удельного веса, предусмотренного заданием; б) для всех балластных танков и отсеков; в) для всех отсеков и цистерн, предназначенных для топлива, масла, пресной и котельно-питательной воды. Можно рекомендовать заранее вычислить суммы весов и моментов для тех групп жидких грузов, которые остаются неизменными во всех случаях загрузки.

При наличии известного опыта можно ускорить проверку приемлемости распределения грузов и топлива между емкостями с точки зрения допустимости посадки судна, сводя к минимуму количество рассматриваемых случаев загрузки. Обычно представляется достаточным рассмотреть в первую очередь следующие случаи загрузки (перечис-

Испытательные таблицы для расчета унифицированного танкера

Грузовые танки

№ пп.	Название	Вместимость брутто $V_{Гр}$, м ³	Абсолютная ц. т. объем на относительную глубину x_d , м	$(\gamma_{Гр})_{\text{н.м.}}$ м/м ³		$(\gamma_{Гр})_{\text{н.м.}}$ м/м ³	
				$P_{Гр}$, м	$P_{Гр}^2 x_d'$ м·м	$P_{Гр}$, м	$P_{Гр}^2 x_d'$ м·м
1	Танк № 1 ПБ						
2	То же ПБ						
3	» » ПП						
4	» » № 2 ПБ						
И т. д.							
	Сумма	$\Sigma V_{Гр}$	$\frac{\Sigma P_{Гр}^2 x_d'}{\Sigma P_{Гр}}$	$\Sigma P_{Гр}$	$\Sigma P_{Гр}^2 x_d'$	$\Sigma P_{Гр}$	$\Sigma P_{Гр}^2 x_d'$

Балластные отсеки в танках

№ пп.	Название	Вместимость брутто $V_{\text{балл}}$, м ³	Абсолютная ц. т. объем на относительную глубину x_d , м	$P_{\text{балл}}$, м или $1,025 V_{\text{балл}}$ м	$P_{\text{балл}}^2 x_d'$ м·м
Отсеки					
1	Формы				
2	Носовой балластный отсек				
3	Носовой коффердам				
Сумма (дросовая)					
4	Ахтерпек				
5	Кормовой балластный отсек				
6	Кормовой коффердам				
7					
Сумма (дросовая)					
Танки					
8	Танка № ——— бортовой				
9	То же № ——— ордный				
Всего					

Цистерны и отсеки для топлива, масла, котельно-
питательной и пресной воды

№ пп.	Назначение	Емкость брутто V , м ³	Абсцисса и т. объема относительно X_D , м	Удельный вес γ , м/м ³	Вес заданного груза $P \approx 0,95 V \gamma$, т	Момент $P X_D$, т·м
1	Для постоянных жидких грузов					
2	Цистерна дизельного топлива					
3	Цистерна запаса масла					
4	Цистерна отработанного масла					
5	Цистерна дистиллата					
	Сумма постоянных жидких грузов					
	Для перемещаемых жидких грузов					
1	Насосные баки					
2	Кормовые бункеры					
3	Междувальные топливные цистерны и т. д.					

ленные в § 46): 1; 6 и 7, т. е., кроме состояния порожнего, — начало и конец рейса с наименьшей дальностью плавания, определяемой на условия полного заполнения грузом всех грузовых танков; далее случаи 2 и 3, т. е. начало и конец рейса с наибольшей дальностью плавания.

Если в случаях 2 и 6 (т. е. в начале рейсов) удастся удифферентовать танкер на ровный киль без приема балласта, а в случаях 3 и 7 (т. е. в конце рейса) — избежать дифферента на нос, то можно полагать, что и в остальных рассматриваемых во вторую очередь случаях нагрузкой расчеты удифферентовки не вызовут необходимости изменения принятых решений.

Выбор случаев 6 и 7 в качестве первоочередных при расчетах удифферентовки может быть объяснен следующими соображениями.

Обычно имеет место некоторый избыток вместимости грузовых танков по сравнению с требуемой для размещения спецификационного груза при спецификационной дальности плавания. Поэтому случай 6 носовой нагрузки может служить в качестве первоочередного расчетного случая грузового рейса судна при полной осадке, чтобы проверить приемлемость принятого продольного положения центра величины, так как для посадки судна на ровный киль абсцисса центра величины должна быть равна абсциссе центра тяжести. Центр тяжести судна в полном грузу в значительной мере определяется моментом перевозимого груза, достигающим максимальной величины в случае 6 носовой нагрузки. Таким образом, случай 6 нагрузки, обуславливающий обычно наибольшее смещение в нос центра тяжести грузового судна, служит критерием для проверки правильности выбора продольного положения центра величины. Значительной зависимостью удиф-

ферентован судна от распределения запасов топлива, расходуемого во время рейса, между носовыми и кормовыми емкостями объясняется первоочередность расчетов случая 7, когда на судне останется 10% топлива и пресной воды; а именно перерасходованных жидких грузов может быть принят подкайной балласт.

Случай 3 и 7 носовой нагрузки, относящиеся к концу рейса с 10%-ными остатками топлива в кормовых расходных топливных цистернах, служат для проверки правильности принятого распределения объемов запаса топлива между носовыми дилтанками и кормовыми отсеками.

При недостаточной вместимости носовых топливных отсеков, т. е. когда полный запас топлива в начале рейса обеспечивается главным образом за счет кормовых емкостей, центр тяжести судна, а вместе с ним и центр величины приблизится к маделю, во танкер в случаях 2 и 6 будет легко удифферентован на ровный киле.

В конце же рейса, когда 90% топлива будет перерасходовано, центр тяжести судна переместится в нос, а при этом может возникнуть недопустимый дифферент судна на нос. При достаточно большом районе плавания и высокой энерговооруженности танкера прием балласта в кормовые балластные отсеки может оказаться недостаточным, чтобы выправить посадку судна. Поэтому совместным рассмотрением случаев 2 и 3 с наибольшей дальностью плавания в начале и в конце рейса можно определить правильность выбора вместимости носового топливного дилтанка, а также емкости кормовых балластных отсеков.

Заключительная проверка правильности принятых решений в части распределения танков на грузовые и балластные а связанного с этим распределением емкостей носовых и кормовых топливных отсеков — это постановка судна на волну и расчеты общей продольной прочности на вершине и на подошве для различных случаев нагрузки с определением напряжений в палубе и днище.

У танкеров обычно расчетный суммарный изгибающий отрицательный момент на подошве волны значительно превосходит положительный момент на вершине. Это объясняется тем, что, во-первых, дополнительный момент на подошве превышает дополнительный момент на вершине в, во-вторых, изгибающий момент на тихой воде обычно отрицателен, что в свою очередь объясняется сосредоточенным перевозимого груза в средней части длины судна.

Увеличение коэффициента утилизации длины и особенно выделение пустых танков в районе мадела при ход с грузом, т. е. рациональное распределение deadweight по длине судна, позволяют значительно уменьшить величину момента тихой воды, а иногда даже свести его к нулю или сделать положительным. При менее удачном распределении грузов по длине судна суммарный изгибающий момент возрастает настолько, что возникает угроза общей прочности танкера. Сокращение предельных напряжений за счет увеличения толщины дилщевого или палубного перекрытия — наименее желательный путь обеспечения общей прочности, так как это приводит к увеличению затрат металла, возрастанию собственного веса и строительной стоимости судна при одновременном понижении полезной грузоподъемности, что неизбежно ухудшает технико-экономические показатели танкера.

Возможны случаи нагрузок, когда напряжения сжатия в растяжения в крайних волновых палубы и днища могут оказаться резко различными. Хотя большинство напряжений при этом не будет превышать допусковых для принятого материала основного корпуса, в одном-двух случаях они могут оказаться чрезмерными. Это означает, что принятая комбинация переборок должна быть изменена, несмотря на то что она приводила к удовлетворительной удифферентовке судна.

§ 48. Дифференцирующее плечо и дифференцирующий момент

Техника расчета удифферентовки основана на том, что полная вместимость грузовых танков превышает грузоподъемность, отвечающую спецификационной грузоподъемности судна, а суммарная вместимость топливных отсеков больше необходимой для обеспечения максимальной дальности плавания. Маневрирование избытками кубатуры в грузовых танках и в топливных отсеках позволяет добиваться желательной посадки судна в начале и в конце рейса.

Следует учитывать, что в конце рейса в результате израсходования запасов топлива, пресной воды и, частично, слабинуна меняются водоизмещение судна и средняя осадка. По кривым элементом теоретического чертежа можно установить соответствующую новой осадке абсциссу центра величины. При уменьшении осадки (на ровный кил) судов с крейсерской нормой центр величины обычно перемещается в нос.

Расстояние по длине судна между центром тяжести и центром величины $x_g - x_v$ называется дифференцирующим плечом, а его произведение на водоизмещение $(x_g - x_v)D$ — дифференцирующий момент. Если дифференцирующее плечо и момент положительны, судно имеет посадку на нос. Чтобы избежать ее в конце рейса при определенном водоизмещении и положении центра величины, следует стремиться переместить в корму центр тяжести топлива, принимая для этого в начале рейса достаточное количество топлива в носовые дилтанки. В этом случае после его израсходования судно не будет получать дифферент на нос.

§ 49. Анализ расчетов удифферентовки.

Случай перевозки груза одного сорта

Рассмотрим для примера последовательность операций по расчету удифферентовки танкера, перевозящего однородный груз.

1. Задаются планом разделения танков на грузовые и балластные (рис. 52) исходя из того, чтобы емкость грузовых танков сверх обычной $\sim 5\%$ -ной разницы между грузоподъемностями брутто и нетто ($\sim 2\%$ на объем, занимаемый конструкциями и $\sim 3\%$ запаса на тепловое расширение груза) на $2-7\%$ превышала грузоподъемность, отвечающую спецификационной грузоподъемности. Если при этом выявится, что несколько танков может быть использовано только для приема водного балласта в балластных переходах, то их следует, по соображениям общей прочности, располагать в районе мизеля (сидки и нос от мего); пригодность деления танков на грузовые и балластные должна быть в дальнейшем подтверждена расчетами удифферентовки и общей прочности судна.

Если суммарный объем брутто грузовых танков (объем по эюре емкости) составляет $\sum V_{ГР}$, м^3 , то максимальная грузоподъемность при приеме однородного груза с удельным весом $\gamma_{ГР}$ т/м³

$$(P_{ГР})_{\max} = 0,95 \gamma_{ГР} \sum V_{ГР} \text{ т.} \quad (100)$$

Пусть эта грузоподъемность превышает спецификационную.

2. Рассматривают удифферентовку судна в случаях 6 и 7. С этой целью по $(P_{ГР})_{\max}$ определяют дальность плавания, отвечающую максимальной грузоподъемности. Для этого по уравнению весов $D = \Sigma P_i$ рассчитывают, как разность между водоизмещением и постоянными

весами, сумму весов топлива и пресной воды, зависящие от дальности плавания,

$$P_{\tau} + P_{\text{пр. в}} = D - [D_{\text{нар}} + (P_{\text{гр}})_{\text{кон}} + P_{\text{исл. прес. вод.}} + P_{\text{испол. кот. в и т. д.}}]$$

и дальность $R_{\text{круг. рейс}}$ кругового рейса по формуле

$$R_{\text{круг. рейс}} = 10^3 \frac{(P_{\tau} + P_{\text{пр. в}} - 3,2 \cdot 10^{-3} D W)}{1,89 g_s N_s + 4,32} \cdot v, \text{ морские мили,} \quad (101)$$

где x — численность экипажа, а коэффициент 4,2 соответствует допущению, что запас пресной воды принят только на прямой рейс (в грузу) из расчета 100 кг на 1 чел.-сутки; член $0,0032 D W$ учитывает расход топлива на откачку груза, пропаривание и мойку танков.

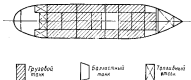


Рис. 32. План размещения танков на грузовые и балластные.

В зависимости от полученной дальности плавания определяют запасы топлива и пресной воды в начале рейса с максимальным грузом (случай б)

$$P_{\tau} = 10^{-3} \left(g_s N_s \frac{1,89 R}{v_s} + 3,2 D W \right) \text{ кг} \quad (102)$$

$$P_{\text{пр. в}} = 10^{-3} \cdot 4,32 \frac{R}{v_s} \text{ м} \quad (103)$$

и в конце грузового рейса, когда израсходовано $\sim 53\%$ запасов топлива и осталось $\sim 10 \text{ т}$ пресной воды,

$$(P_{\tau, \text{ в}} + P_{\text{пр. в}})_{\text{в круг. рейсе}} \approx 0,47 P_{\tau, \text{ в}} + 10, \text{ м.}$$

3. По величине израсходованных запасов топлива и воды определяют водонизмещение в конце рейса (случай Т)

$$D_1 = D - [0,53 (P_{\tau, \text{ в. в}} + P_{\text{прес}}) + P_{\text{пр. в}} - 10] \text{ м.} \quad (104)$$

С кривых элементов теоретического чертежа снимают осадку T_1 , соответствующую водонизмещению в конце грузового рейса, и абсциссу центра величины x_{c1} . Чтобы предотвратить в конце рейса дифферент танкера на нос, сумма моментов ΣM_x всех весов, образующих водонизмещение D_1 , не должна быть более момента $D_1 x_{c1}$,

$$\Sigma M_x = \Sigma P_i x_i < D_1 x_{c1}. \quad (105)$$

Все слагаемые суммы $\Sigma P_i x_i$ могут быть легко определены; член, соответствующий моменту от остатков топлива, вычисляется как произведение $0,47 P_{\tau, \text{ в. в}}$ на абсциссу кормовых топливных и других бакин, содержащих остатки топлива, масла и воды.

4. Если неравенство (106) не удовлетворяется без приема балласта в кормовые балластные отсеки, то расчет переделывается. На предыдущем расчете может быть определен в первом приближении недостающий момент (Δ Корму), сравнение которого с данными вспомогательной табл. 29 водного балласта покажет, какие кормовые отсеки должны быть использованы для приема балласта. Если при заполнении всех кормовых балластных отсеков не достигается приемлемая посадка судна, следует попытаться изменить схему распределения танков на грузовые и балластные. При обнаружении неэффективности этой меры необходимо освободить от груза часть носовых танков, т. е. уменьшить максимальную грузоподъемность, так как расчеты показали, что центр величины оказался помещенным слишком далеко в корму. Нашим способом, расчет удифферентовки вышел в данном случае несоответствием между положением центра величины и выдвинутой слишком далеко в нос носовой границей танковой части.

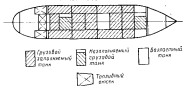


Рис. 53. План размещения танков на грузовые, желательные, грузовые нежелательные и балластные.

5. Приступают к расчетам удифферентовки танкера в начале и в конце рейса с наибольшей заданной дальностью плавания (случаи 2 и 3). По приведенным выше формулам определяют запас топлива ($P_{\text{н.т.м.}}$)₂ и яросной воды $P_{\text{я.т.м.}}$ и, пользуясь уравнением высот, вычисляют полную грузоподъемность $P_{\text{гн.}}$. Грузоподъемность окажется избыточной, и проектировщик должен наметить, какие грузовые танки должны остаться полностью заполненными грузом. Такие танки должны быть предусмотрены в носу и корме. При этом необходимо учитывать осуществимость планируемого медолива при принятой схеме грузовой системы (рис. 53), так как не все грузовые танки равноценны в этом отношении. Часто считают, что удобнее оставить медоливами бортовыми, а не средние танки, чтобы сохранить возможность накренения судна (или выравнивания крена) и уменьшить момент инерции свободных уровней в танках.

Для предварительного определения величины исполнения танков может быть предложен следующий прием.

Пусть окажется, что для достижения желательной посадки судна нужно удалить из танка всего ΔP груза и изменить момент на $\Delta M_{\text{г.т.м.}}$. Выражение $X_{\text{н.т.м.}} = -\frac{\Delta M_{\text{г.т.м.}}}{\Delta P}$ определяет абсциссу условного центра тяжести незаполненного объема. Сопоставляя $X_{\text{н.т.м.}}$ с абсциссами центров тяжести объемов грузовых танков, можно установить, какой

¹ ΔP всегда положительное, а $\Delta M_{\text{г.т.м.}}$ может быть положительным и отрицательным.

по длине танка следует оставить незаполненным. Если $x_{\text{мидш}}$ не совпадает точно с центром тяжести танка, следует выделить не менее двух танков — один в нос от $x_{\text{мидш}}$, другой в корму. Пусть x_1 и x_2 — абсциссы центра тяжести объема соответственно танка 1 и танка 2. Тогда количество груза, не доливаемого в танк 1, можно определить по формуле

$$\Delta P_1 = \frac{\Delta M_{\text{в}} + \Delta P_{\text{в}2}}{x_2 - x_1}, \quad (106)$$

а в танк 2 — по формуле

$$\Delta P_2 = \frac{\Delta M_{\text{в}} + \Delta P_{\text{в}1}}{x_1 - x_2}, \quad (107)$$

причем

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 = \Delta P. \quad (108)$$

Полученная величина задолжна носового и кормового танков подлежит уточнению на основании расчетов удифферентовки и распределения запаса топлива между носовыми и кормовыми емкостями; начинают с расчета удифферентовки танкера в конце рейса.

6. Размещая остатки топлива в кормовых топливных цистернах и вычисляя моменты $\Sigma M_{\text{в}}$ остатков топлива, пресной воды и снабжения, составляют уравнения моментов в предположении посадки судна на ровный кил.

$$\Sigma P_i x_i = D_{\text{в}} x_{\text{в}}, \quad (109)$$

для определения двух неизвестных которого — количества груза в не полностью заполненных танках 1 и 2 — записывают второе уравнение

$$\Sigma P_{\text{г}i} = P_{\text{гв}}, \quad (110)$$

где $\Sigma P_{\text{г}i}$ — сумма весов груза по танкам.

Совместное решение обеих уравнений обеспечивает удифферентовку танкера в конце рейса (случай 3).

7. Выполняют расчет удифферентовки танкера в условиях начала рейса с полными запасами топлива, пресной воды и расходного снабжения (случай 2), пользуясь найденным выше распределением груза между не полностью заполняемыми танками. В уравнении моментов будут две неизвестные величины: количество топлива в носу и в корме; их определяют по второму уравнению $\Sigma P_i = P_{\text{гв}}$.

Если в расчете по п. 6 оказалось бы, что вместимость кормового незаполняемого танка недостаточна, т. е. что даже при полном заполнении этого танка и всех кормовых балластных отсеков $\Sigma P_i x_i > D_{\text{в}} x_{\text{в}}$, это свидетельствовало бы о необходимости заменить носовой незаполняемый танк расположенным дальше в нос. В случае невозможности или недостаточности этого следует переместить в нос балластный танк. При невозможности же последнего варианта потребует сместить в нос центр пелитин судна.

При недостаточной вместимости носового незаполняемого танка в конце рейса неизбежен дифферент судна на корму, что в принципе приемлемо. Носовой танк заполняется в этом случае и меру его вместимости, и определяется осадка кормой в конце рейса; если она не превышает дольной осадки судна на ровный кил, то план разделения танков не нуждается в корректировке. В противном случае можно принять балласт в форпик и другие носовые балластные отсеки, сместить в корму незаполняемый кормовой танк или один из балластных танков и заново пересчитать удифферентовку.

Может случиться, что удифферентовка в конце рейса будет приемлемой, а в начале рейса на ровный кель окажется невозможной без приема водяного балласта. Так, дифферент на корму при полностью заполненном топливом носовом дптанке свидетельствует о недостаточном объеме дптанка, а дифферент на нос при заполненных кормовых топливных отсеках — о недостаточности объема кормовых топливных отсеков. В первом случае следует попытаться увеличить объем дптанка, например, за счет расположенного над ним сухотрузного трюма, во втором случае — бортовые бункеры за счет кубатуры машинного отделения. Разумеется, к таким мерам следует прибегать, лишь убедившись в невозможности достижения приемлемой удифферентовки маневрированием балластными и незаполняемыми танками.

§ 50. Удифферентовка танкера в балластном переходе

Танкер не может возвращаться за грузом в порожнем состоянии, при котором посадка не обеспечивает ни достаточного погружения гребного винта, ни необходимого для мореходности судна углубления носа.

До настоящего времени не существует четких рекомендаций относительно наиболее благоприятной посадки судна в балластном переходе. Обычно считается, что при тихой погоде для удовлетворительной работы гребного винта без капитации достаточен слой воды надверней крошечной лопастью $\sim 0,2 - 0,25 D_A$, но не менее 1 м, а для исключения рысканья судна осадка носом должна быть не менее $0,38 - 0,48$ полной осадки судна. При ухудшении погоды осадка должна быть увеличена.

Заданная в первом приближении осадками танкера носом $T_{\text{нос}}$ и кормой $T_{\text{корм}}$ в балластном переходе, можно по кривым элементов теоретического чертежа определить водозамещение D_A , соответствующее средней осадке $T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{нос}} + T_{\text{корм}}}{2}$ (пренебрегая поправкой на по-

ложение центра тяжести площади ватерлинии) и абсциссу центра величины x_{00} при этой осадке. Сопоставление водозамещения D_A с постоянными весами позволяет установить требуемое для достижения средней осадки $T_{\text{ср}}$ количество балласта, а по вспомогательной таблице для балластных отсеков и танков можно будет выбрать танки под балласт так, чтобы обеспечить принятую посадку.

Расчеты удифферентовки танкера в балласте выполняются для начала и конца рейса. Результаты расчетов при необходимости могут быть использованы для постановки судна на якорь и проверки общей прочности.

§ 51. Определение дифферента и осадки носом и кормой

Величина дифферента ϕ определяется по формуле

$$\phi = \frac{L}{H} (x_2 - x_1) \text{ м}, \quad (111)$$

где L — длина между перпендикулярами, м; $H = R + x_0 - x_2$ — произвольная метациентрическая высота, т.е. возмещение продольного метacentра над центром тяжести, м; x_2 и x_0 — абсциссы центра тяжести и центра величины судна; разность $x_2 - x_0$ представляет дифферентующее плечо;

R — большой эксцентриситетный радиус, м; x_2 и x_1 — возмущения центра тяжести и центра величины над осевой, м.

Величины R , x_1 и x_2 снимаются с кривых элементов теоретического чертежа для средней осадки, соответствующей расчетному водовытеснению, а x_2 и x_1 берутся из расчета весовой нагрузки.

Дифферент в градусах может быть рассчитан по формуле

$$\varphi^{\circ} = 57,3 \frac{x_2 - x_1}{R}. \quad (112)$$

Если средняя осадка T_{cp} определена по водовытеснению D , то величины осадки носом и кормой $T_{нос}$ и $T_{корм}$ танкера, склывшего с дифферентом φ , м. можно вычислить по формулам

$$T_{нос} = T_{cp} + \varphi \left(0,5 - \frac{x_1}{L} \right) \text{ м}; \quad (113)$$

$$T_{корм} = T_{cp} - \varphi \left(0,5 + \frac{x_1}{L} \right) \text{ м}, \quad (114)$$

где x_1 — абсцисса центра тяжести площади действующей ватерлинии, устанавливаемая по графику кривых элементов теоретического чертежа.

Если к моменту расчетов удифферентовки проектант еще не располагает кривыми элементов теоретического чертежа, то для приближенного вычисления возмущения продольного метacentра над центром тяжести H может быть рекомендована формула, близкая к предложенной А. П. Ван-дер-Флитом.

$$H \approx \frac{1}{12 \left(\frac{3}{x} - 2 \right)} \frac{L}{T_{cp}} - 0,5 T_{cp} \text{ м.}$$

Пологая $x = 0,845 + 0,2$, получаем для приближенных расчетов

$$H \approx \frac{0,845 + 0,2}{20,2(1,55 - 2)} \frac{L^2}{T_{cp}} - 0,5 T_{cp} \approx \frac{3 + 0,338}{24(1,55 - 2)} \frac{L^2}{T_{cp}} - 0,5 T_{cp} \text{ м.} \quad (115)$$

Момент, дифферентующий судно на 1 см,

$$M = \frac{DH}{100L} \text{ м} \cdot \text{м/см.}$$

Дифферент φ , обусловленный дифферентующим моментом M , т · м,

$$\varphi = \frac{M}{100L} \text{ м.} \quad (116)$$

Абсциссу центра тяжести площади ватерлинии можно считать в первом приближении на расстоянии $+0,02L$ от миделя.

Эксплуатационно-технические и экономические показатели работы танкеров

§ 52. Исходные данные для расчета показателей

Продолжительность эксплуатационного периода

Среднегодовое число суток нахождения танкера в эксплуатации T_0 зависит от организации его ремонтов и технического обслуживания, а также надежности установленного на нем оборудования.

В отечественной и иностранной практике в настоящее время принята система проведения планово-предупредительных ремонтов по графику в течение всего периода эксплуатации без остановки. Исключением представляет период докования, во время которого производится ремонт главных двигателей и котлов.

Такая система обуславливает необходимость предусматривать при проектировании возможность легкой замены в эксплуатации любого быстрозамениваемого механизма, узла или детали, а также легкого и безопасного доступа к системам, кабельным трассам и внутренней части корпуса, обеспечиваемого съемом панелей и щитов внутренней отделки судовых помещений. Особое внимание необходимо уделять надежности и долговечности систем, расположенных в грузовых танках, ремонт которых возможен только после дегазации танков.

Исходя из этих условий, для сопоставительных технико-экономических расчетов можно принять, что за 24 года эксплуатации на танкере должно быть произведено девять доковых ремонтов. Из них шесть ремонтов продолжительностью по 20 и три по 40 суток.

За это же время должны быть осуществлены два капитальных ремонта главного двигателя общей продолжительностью 240 суток для дизельных и 120 суток для турбинных судов.

При соблюдении этих условий: $T_0 \approx 350$ суток для турбинных танкеров; $T_0 \approx 345$ суток — для дизельных.

Продолжительность одного кругового рейса определяется как сумма ходового и стояночного времени

$$Z = Z_{\text{ход}} + Z_{\text{ст.}}$$

Ходовое время в свою очередь равно сумме продолжительности хода с грузом в прямом направлении $Z_{\text{гр}}$, балластного похода в обратном направлении $Z_{\text{бал}}$ и маневров; принимая $Z_{\text{ман}} \approx 8$ час, получаем

$$Z_{\text{ход}} = Z_{\text{гр}} + Z_{\text{бал}} + 8 \text{ час/рейс.}$$

Продолжительность $Z_{\text{гр}}$ определяется по дальности плавания R и эксплуатационной скорости хода, отличающейся от такой при испытании на величину потери скорости в море от обременения, ветра и волнения, определяемую по графикам, номограммам или формулам

§ 19. Эксплуатационная скорость хода в балласте $v_{\text{бал}}$ может быть принята на 0,5% больше эксплуатационной v в грузу

$$Z_{\text{воз}} = \frac{R}{v_p} + \frac{R}{v_{\text{бал}}} + Z_{\text{воз}} \approx 1,94 \frac{R}{v_p} + 8 \text{ час/круг. рейс.}$$

Продолжительность стояночного времени за один круговой рейс

$$Z_{\text{ст}} = Z_{\text{нал}} + Z_{\text{сл}} + Z_{\text{вос}},$$

где $Z_{\text{нал}}$, $Z_{\text{сл}}$ и $Z_{\text{вос}}$ — продолжительность соответственно налива, слива и вспомогательных операций.

Современная практика предусматривает оборудование танкеров грузовыми и зачисными насосами, суммарная производительность которых в состоянии обеспечить полный слив груза из танкера за 10—12 час; иногда его продолжительность достигает 12—18 час. Налив танкера производится береговыми средствами и занимает от 6 час у небольших и до 25 час у крупных танкеров; длительность вспомогательных операций (подготовка трюмов, зачистка от остатков груза, замер груза, оформление документов и т. д.) при круговом рейсе составляет 15—20 час. Общая продолжительность стояночного времени может быть оценена для эксплуатационно-экономических расчетов по приближенной формуле

$$Z_{\text{ст}} \approx \frac{D\Phi}{4000} + 25,5 \text{ час.}$$

Полную продолжительность кругового рейса можно определить по формуле

$$Z \approx 1,94 \frac{R}{v_p} + \frac{D\Phi}{4000} + 33,5 \text{ час.} \quad (117)$$

Частное от деления продолжительности эксплуатационного периода в часах на Z дает среднее за навигацию количество рейсов

$$K_{\text{ред}} \approx \frac{347_0}{Z} \text{ круг. рейс/год.}$$

по которому находят годовую провозопособность танкера

$$Q_{\text{ред}} = P_{\text{гр}} K_{\text{ред}} \text{ т/год}$$

и годовую тонно-мильную продукцию

$$W_{\text{ред}} = Q_{\text{ред}} R \text{ т-миль/год.}$$

Годовую провозопособность танкера можно определить по приближенной формуле

$$Q_{\text{ред}} \approx 12,47_0 \frac{v_p P_{\text{гр}}}{R \cdot 17,36_p \left(\frac{D\Phi}{134500} + 1 \right)} \text{ т/год.} \quad (118)$$

§ 53. Строительная стоимость

Уже в начальной стадии проектирования при выборе конструктивного типа и размеров танкера очень важно уметь установить в первом приближении строительную стоимость каждого составленного варианта, так как она определяет размеры капиталовложений и оценивается — через амортизационные отчисления и расходы на текущий и средний ремонты — на годовых эксплуатационных расходах,

себестоимости перевозки груза, рентабельности капиталовложений и других экономических показателей.

В этой стадии работы намечаемые перспективные строительные стоимости будут неизбежно ориентировочными, поскольку не смогут охватить все особенности как конструкции, так и технологии постройки судна, существенно влияющие на образования действительной стоимости судна. Однако если проектисту удастся достаточно правильно оценить разницу в стоимостях различных рассматриваемых вариантов судов, то цель расчета можно считать достигнутой.

Проектант определяет не современную строительную стоимость [37], рассчитанную применительно к современным условиям производства и в ценах текущего периода, а перспективную с учетом предполагаемого изменения цен на материалы и оборудование, роста производительности труда и улучшения условий производства.

Для выполнения ориентировочного расчета перспективной строительной стоимости должны быть известны:

конструктивный тип судна (количество надстроек, материал основного корпуса и надстроек, тип силовой установки);

основные характеристики судна (главные размерения, мощность силовой установки, укрупненная весовая нагрузка);

производственные условия и размер серии;

расчетные нормативы стоимости на период постройки.

При наличии для каждого варианта судна укрупненной весовой нагрузки строительная стоимость рассматривается как сумма стоимостей следующих составляющих:

1) общих вспомогательных работ по судну в целом (обеспечение строящегося судна всеми видами энергии, доставка материалов и оборудования, сооружение лесов и временных помещений на судне, буксировка судна и т. д.);

2) общих производственных работ по судну в целом (разбивка корпуса на плазе, изготовление оснастки, шаблонов, постелей, каркасов, моделей, тележек, спусковых устройств и т. д.);

3) корпуса судна с подкреплениями и фундаментами, деловыми вешами, деревянными частями, окраской и т. д.;

4) оборудования помещений и палуб;

5) судовых устройств;

6) судовых систем;

7) машинной установки;

8) электрооборудования силового тока;

9) навигационного и радиооборудования;

10) инженерного снабжения;

11) специальных работ (проектирование, технологическая документация, докование, швартовые и ходовые испытания и т. д.).

Строительную стоимость n -го серийного судна S_n можно определять приблизительно по формуле

$$S_n \approx \frac{0,7}{0,8 - 0,2 \sqrt{n}} S_1 \text{ тыс. руб.},$$

где S_1 — стоимость постройки головного судна

$$S_1 \approx (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3) D_{\text{кор}} + \sum \lambda_i P_i \text{ тыс. руб.};$$

P_i — чистый вес конструктивной группы — корпуса, оборудования и т. д.;

Включая
стоимость
контр-
агентских
поставок

s_1 — норма на строительной стоимости за 1 т чистого веса той же конструктивной группы, тыс. руб./т.

$D_{стр}$ — строительный вес судна, т.

Расчеты строительной стоимости удобно выполнять в табличной форме (табл. 30).

Таблица 30

Форма расчета стоимости

№ группы	Наименование группы	Вес $P_{гг}$, т	Норматив конструктивной стоимости $s_{гг}$, тыс. руб./т	Произведение $P_{гг}s_{гг}$, тыс. руб.
1	Общие вспомогательные работы	$D_{стр}$		
2	Общие производственные работы	$D_{стр}$		
3	Корпус и т. д.	$P_{кк}$		

При проектировании необходимо исходить из действующих к моменту составления проекта прецедентов, технических и технологических нормативов, вводя поправку для перехода от современных условий к перспективным. Для сопоставительных расчетов законника ряда вариантов, различающихся главными размерениями, можно определять строительную стоимость танкера, пользуясь приближенными данными, например упрощенными условиями нормативами, отражающими состояние судостроения в Англии к концу 1965 г. [93]¹:

$$s_1 = 0,016 + \frac{45}{D_{стр}}; \quad s_2 = 0,008 + \frac{30}{D_{стр}}; \quad s_{31} = 0,078 - \frac{100}{D_{стр}};$$

$$s_3 = 0,32 + \frac{410}{P_{кк}}$$

$$s_4 = 0,82; \quad s_5 = 1,9;$$

$$s_6 = 1,25; \quad s_7 = 14,0 \div 18,0;$$

$$s_8 = 2,40; \quad s_{12} = 1,5 \div 2,0;$$

$$s_9 = 1,15 + \frac{700}{K_1} \text{ (зависимо от типа СУ)}.$$

По этим нормативам можно сделать приближенно стоимость постройки головного танкера. Так как расходы на разработку проектно-конструкторской и технологической документации, изготовление оснастки, приспособлений и специального инструмента, моделей и макетов, на испытания судов и т. д. частично раскладываются на всю серию, то строительная стоимость каждого серийного судна уменьшается тем значительно, чем больше серия. Эту зависимость аппроксимирует приведенный выше коэффициент $\frac{s_9}{S_9} \approx \frac{0,7}{0,5 + 0,2 \sqrt{n}}$. При числе судов серии $n > 7$ величина этого коэффициента принимается равной 0,68.

Отпускная цена судна примерно на 4—7% превышает заводскую себестоимость постройки.

¹ «British Shipbuilding Costs: End of 1965», журн. «The Motor Ships», 1966, март.

Для оценки перспективной строительной стоимости следует норматив a_1 рассматривать как современные и определять перспективные нормативы a_n по формуле

$$a_n = a_1 (1 - a_1)^i,$$

где a_1 — норматив планового ежегодного снижения себестоимости продукции в той или иной области промышленности (в долях единицы);

i — расчетный срок, годы.

Нормативы a_1 учитывают внедрение более прогрессивных методов изготовления изделий, замену дорогостоящих материалов более дешевыми, повышение производительности труда и т. п. Для предварительной количественной их оценки можно считать в среднем $(1 - a_1)^i = 0,985^i$, где i — число лет с начала проектирования до постройки очередного судна серии.

В стадии предпроектного проектирования, когда проектиant еще не располагает весовой нагрузкой по всем рассматриваемым вариантам, для приближенной оценки строительной стоимости серийного танкера можно пользоваться укрупненными нормативами строительной стоимости морских палубных судов серийной постройки, отнесенными к двум основным разделам: стоимости оборудованного корпуса $S_{корп}$ и стоимости механизмов $S_{мех}$.

В этом случае можно полагать, что стоимость оборудованного корпуса является функцией дельтея DW и скорости хода V_{max} танкера, а стоимость механизмов — функцией типа и мощности его силовой установки. Характер зависимости, определяющей стоимость оборудованного корпуса головного танкера, можно для первоначальных расчетов выразить уравнением

$$S_{корп} \approx 10^{-3} \cdot 1,3DW^{0,7}V_{max}^{0,5} - 0,8 \text{ млн. руб.} \quad (119)$$

Можно считать, что определенный по этой формуле норматив охватывает стоимости всех перечисленных выше позиций, кроме судовой, а также 4%-ные начисления.

Укрупненный норматив стоимости силовой установки серийных одновинтовых танкеров может быть для приближенных подсчетов учебного проектирования определен по формулам:

для дизельных танкеров

$$S_{мех} \approx 10^{-3} \cdot 2,4N_s^{0,5} - 0,24 \text{ млн. руб.}$$

для турбинных танкеров

$$S_{мех} \approx 10^{-3} \cdot 12,5N_s^{0,5} - 0,40 \text{ млн. руб.}$$

(120)

В состав $S_{мех}$ также включены 4%-ные начисления.

§ 54. Эксплуатационные расходы

Годовые эксплуатационные расходы ΣA на работу одного судна обычно условно делят на три группы:

1. Расходы, зависящие от строительной стоимости судна. К ним относят расходы по восстановлению капиталовложений в судно, его ремонту и снабжению расходными материалами.

2. Расходы, зависящие от мощности силовой установки, т. е. в основном на топливо и смазочные материалы.

3. Прочие расходы, включающие стоимость обслуживания экипажа, разнообразные судовые сборы, навигационные и накладные расходы.

Расходы первой группы составляют обычно наибольшую, а расходы третьей группы наименьшую часть в общей сумме эксплуатационных расходов. Ниже дается приближенная методика их оценки в начальной стадии проектирования.

Расходы, зависящие от строительной стоимости танкера

Расходы на полное восстановление капиталовложений (реновацию), финансируемые за счет амортизационных отчислений, зависят только от принятой продолжительности службы судна. При 22-летнем сроке службы танкеров ежегодные отчисления на полное восстановление первоначальных капиталовложений составляют $\frac{1}{22} \approx 4,5\%$ отпусковой стоимости судна.

В капиталистических странах отчисления на реновацию устанавливаются на расчете восстановления не только основного капитала ($S_{\text{осн}}$), но и сложивших процентов, которые выросли бы за 22 года на этот капитал, если бы он был помещен в банк, выплачивающим определенную годовую процент. Если учесть, что, например, при 6% годовых первоначальный капитал за 22 года увеличивается более чем в $3\frac{1}{2}$ раза, то становится ясным значение этого обстоятельства.

В Советском Союзе действуют приведенные в табл. 31 нормы ежегодных амортизационных отчислений, отнесенные к строительной стоимости танкеров морского флота [12].

Таблица 31

Нормы ежегодных амортизационных отчислений для танкеров

Тип силовой установки	Ежегодные отчисления, % от строительной стоимости		
	на капитальный ремонт	на полное восстановление	итого
Паротурбинная	3,0	4,5	7,5
Дизельная	3,3	4,5	7,8
Газотурбинная (с камерой сгорания или с СПГ)	3,4	4,5	7,9
С электродвигателем и паротурбинно-двигателем	3,24	4,5	7,74
То же, с дизель-генераторами	3,67	4,5	8,07
То же, с паротурбодвигателями	3,67	4,5	8,17

Для судов транспортного флота, эксплуатируемых в северных портах, нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт следует увеличивать на 15%.

Срок службы танкеров в 22 года, соответствующий норме 4,5% отчислений на полное восстановление, рассматривается Госпланом СССР как срок не только материального (финансового), но и морального износа танкеров.

Отчисления на текущий и средний ремонт, включаемые в эксплуатационные расходы, предусматриваем с целью обеспечить бесперебойную эксплуатацию танкера благодаря замене быстроизнашивающихся деталей, профилактическому ремонту корпуса и оборудования.

Цель капитального ремонта, финансируемого за счет амортизационных отчислений, восстановить судно, максимально приблизив его

к первоначальному техническому состоянию; при капитальном ремонте, кроме того, выполняются все работы, связанные с содержанием судна в классе Регистра СССР.

Ежегодные расходы на текущий и средний ремонт зависят от типа силовой установки и скорости хода судна (табл. 32).

Таблица 32

Нормы ежегодных отчислений на текущий и средний ремонт танкеров, % от строительной стоимости

Тип силовой установки	Скорость хода, узлов				
	12	14	16	18	20
Паротурбинная	2,20	2,00	1,80	1,65	1,55
Дизельная:					
на дизельном топливе	2,50	2,30	2,08	1,90	1,77
на мазуте	2,75	2,50	2,25	2,07	1,92

Расходы на снабжение на год принимаются 0,5% полной строительной стоимости для танкеров дедвейтом более 5000 т, независимо от типа силовой установки и 1% — для меньших танкеров.

Для судов, работающих в Северном бассейне, расходы на текущий и средний ремонт можно установить с помощью поправочного коэффициента ~ 1,15, а для судов, работающих в Дальневосточном бассейне — 1,3. Расходы на мелкие ремонты дизель-редукторных установок увеличиваются на 10%.

Расходы, зависящие от типа и мощности силовой установки танкера

Затраты на топливо зависят от мощности силовой установки, удельного расхода топлива и средних цен на нефтепродукты.

Удельный расход топлива в свою очередь зависит от типа, мощности и технического совершенства силовой установки. В соответствии с изложенным в § 38 его можно принимать по табл. 33.

Таблица 33

Удельный расход топлива на все виды ходового времени, отнесенный к 1 л. с. в час номинальной мощности на валу, кг/л. с. в час

(для предварительных расчетов)

Номинальная мощность установки, л. с.	Тип силовой установки		
	Паротурбинная		Дизельная
	при умеренных параметрах пара	при повышенных параметрах пара	
2 000—10 000	0,265	0,243	0,190
10 000—13 000	0,259	0,238	0,186
13 000—17 000	0,250	0,232	0,182
17 000—20 000	0,242	0,227	0,177
20 000—25 000	0,238	0,221	0,173
Более 25 000	0,235	0,214	0,167

Расход топлива в балластном переходе меньше, так как $\eta_{\text{балл}}^{\text{пол}} \approx 1,065 \eta_{\text{н}}$, а мощность на валу при балластном переходе примерно на 5% меньше номинальной (эксплуатационной).

При использовании гребного вала регулируемого шага, который может и в балластном переходе нагрузить главный двигатель на полную мощность, скорость балластного перехода возрастает еще примерно на 2%, а мощности грузового и балластного переходов могут быть приняты одинаковыми.

Согласно изложенному в гл. VII и в начале настоящей главы расчет годового расхода топлива можно производить по следующим формулам:

среднюю продолжительность одного кругового рейса протяженностью $2 \times R$ морских миль — по формуле (117);

число круговых рейсов за навигацию

$$K_{\text{год}} = 24 \frac{T_{\text{с}}}{Z} \approx \frac{24 T_{\text{с}}}{1,94 \frac{R}{v_{\text{с}}} + \frac{D W}{4000}} \text{ круг. рейс/год}, \quad (121)$$

расход топлива за один круговой рейс — по формуле (77);
годовой расход топлива

$$Q_{\text{г.од}} = P_{\text{г}} K_{\text{год}} \approx 10^{-3} \cdot 24 T_{\text{с}} \frac{1,82 \eta_{\text{с}} P_{\text{г}} \frac{R}{v_{\text{с}}} + 3,2 D W}{1,94 \frac{R}{v_{\text{с}}} + \frac{D W}{4000}} = \text{т/год}.$$

Таблица 34

Основные цены на топливо

Наименование и марка топлива	Пиковые цены за 1 т, руб. в квт.	
	полк А	полк В
Топливо для дизельных двигателей		
Для высокоскоростных дизелей, ДС	44—60	32—50
Для тихоходных дизелей (моторов):		
" " " ДТ-1	38—50	30—50
" " " ДТ-2	38—60	30—60
" " " ДТ-3	27—30	25—30
Насло соляровое	29—60	27—60
Газотурбинное	25—60	24—60
Топливо котельное		
Назут топочный малосернистый	26—60	23—50
" " сернистый	19—30	23—30
" " высокосернистый	16—30	20—30
" флотский Ф-12	26—60	25—50
" " из сернистого неф- тей ФС-1	27—60	24—50
Нефть для котельного топлива	26—60	23—50
Стоимость буксирных 1 т	1—40	3—40

Если принять $k=1,0$ и учесть, что продолжительность стоянок $Z_{ст} \approx \frac{D \cdot W}{4000} + 25,5$ часа мало отличается от $5,9\% Z_{хол}$, то последнюю формулу можно упростить

$$Q_{т.ст} \approx 0,037 T_{\text{с}} \left(0,6 N_{\text{с}} a_1 + \frac{D W T_{\text{с}}}{g} \right) \text{ м/год.} \quad (122)$$

Стоимость 1 г топлива различна в разных бассейнах; для определения связанных с ней эксплуатационных расходов в начальной стадии проектирования можно принимать средние цены на нефтепродукты по табл. 34. Цены на жидкое топливо в районах Балтийского, Черного и Азовского морей приведены в столбце пояса А, а в районе Дальнего Востока — пояса В. Если топливо марок ДТ-1, ДТ-2 или ДТ-3 (моторное) для тихоходных дизелей содержит 0,5—2,5% серы, цена его на 10% выше указанной в табл. 34.

Следует учесть, что для кратковременных переходов, а также период маневрирования (после запуска и перед остановкой) тихоходным (машкоборотным) дизелям требуется легкое дизельное топливо, запас которого можно принять ~15% общего запаса. Таким образом, на позд. тяжелого моторного топлива ДТ останется 85%.

К затратам на топливо следует добавлять годовые расходы на смазочные материалы, принимая их в зависимости от мощности ~5—8% затрат на топливо у дизельных и ~2,0—0,6% у турбинных установок.

Прочие расходы

Расходы на содержание судового экипажа являются основной и дополнительной заработной платой, оплату столового довольствия, индивидуальную доплату во время заграничного плавания и назначения. Они определяются численностью судового экипажа и его составом. Численность номинального состава на крупных танкерах довольно стабильна — в пределах 14—20 чел., а численности команды зависит главным образом от степени автоматизации и механизации трудоемких процессов и величины суточных плат.

Проектант должен стремиться назначать минимальную численность экипажа, при которой обеспечивается нормальное ход при всех условиях эксплуатации, безопасность и поддержание исправного состояния судна. Важное значение с этой точки зрения имеет организация портов, судоремонтных предприятий, агентств и других береговых учреждений, без четкой работы которых невозможно достичь до минимума численность судового экипажа. Для предварительных эксплуатационно-экономических расчетов его следует принимать по заданию или по проекту.

Суммарные расходы на содержание 1 чел. экипажа в среднем колеблются в пределах 5—7 руб. в сутки для каботажного плавания и 5 руб. 50 коп.—7 руб. 80 коп. в сутки для заграничного плавания.

Судовые сборы, навигационные и организационные расходы, включающие корабельный и лоцманский сборы, портовые, доковые, швартовные и маневровые сборы, расходы на агитирование судов в советских и иностранных портах и пр., зависят от паловой и чистой вместимости судна (брутто и нетто регистрового тоннажа) и величины портовых сборов, установленных в посещаемых портах.

В начальной стадии проектирования можно эту группу расходов оценивать по приближенной формуле

$$A_{\text{нав., экв}} \approx 1,3 \frac{P_{\text{гр}}}{1000} + 2,5 \text{ тыс. руб/год.}$$

Накладные расходы принимаются равными 25% стоимости содержания экипажа.

§ 55. Доходы

Доходы D от эксплуатации танкера определяются годовой провоз-способностью $Q_{\text{год}}$ и тарифами $ТС$ за перевозку 1 т груза того или иного класса (сорта) на расстояние R миль

$$D = TCQ_{\text{год}} - TCK_{\text{нав}}P_{\text{гр}} \text{ руб/год.}$$

При перевозке груза между советскими портами, т. е. в большом каботаже, тарифная ставка $ТС$ рассматривается как сумма двух со-

Таблица 35

Потанкерным тарифы $С_{\text{нав.}}$ и $С_{\text{д.с.}}$ за миль и ставка 1 т нефтепродуктов, идущихмые в тариф за проезд в большом каботаже, дубли

Порт	Навигация, ставка	Автомобильный	Топливо Т-1	Мазут	Сырая нефть
Одесса	Навигация	1,13	1,13	0,64	0,73
Туапсе	"	—	—	0,55	0,55
Новороссийск	"	—	—	0,55	0,55
Жданов	"	—	—	—	0,77
Севастопольск	Самовольный	—	—	0,84	—
Навигация	"	0,79	—	0,84	0,73

Таблица 36

Кратчайшие морские расстояния между советскими портами СССР и других стран, морские миль

	Александров (Балтийск, СССР)	Амстердам (Голландия)	Анкара (Турция)	Багдад (Ирак)	Батум (Грузия)	Бомбей (Индия)	Бостон (США)	Ванкувер (Канада)
Баку	1308	3776	1536	6446	4195	4418	5399	10781
Вентспилс	3966	722	3614	9254	907	7027	3684	9568
Владивосток	8172	11319	9206	3836	11739	5437	5911	4132
Калининград	3793	650	3542	9189	835	6955	3912	9491
Ленинград	4264	1061	3553	9583	1346	7065	4223	9592
Ливия	3830	637	3679	9219	872	6952	3840	9538
Новороссийск	1178	3646	1507	6516	4966	4365	5309	10434
Одесса	1064	3532	1380	6492	3562	4174	5155	10557
Петропавловск-Камчатский	9372	12519	10406	4339	17539	6637	6668	2871
Рига	3974	631	3723	9263	1016	7136	3883	9672
Таллин	4939	586	3708	9425	1081	7204	4066	9737
Туапсе	1306	3674	1428	6544	4094	4316	5297	10679

	Гагана (Куба)	Тельсиг- бург (Швейцария)	Новоград (Болгария)	Кель (ФРГ)	Копенга- ген (Дания)	Малма (Финляндия)	Марсель (Франция)	Мельбурн (Австралия)
Батуми	4429	4 288	9 274	4 016	4 287	7 716	1 964	9 209
Вентспилс	4984	558	11 882	437	350	10 324	2 757	11 817
Владивосток	4764	11 806	987	11 559	11 830	1 904	9 328	8 616
Калининград	4913	486	11 810	365	304	10 253	2 685	11 745
Ленинград	5323	897	12 321	776	691	10 683	3 096	12 156
Ливия	4949	529	11 847	412	390	10 289	2 728	11 878
Новороссийск	4289	4 136	9 144	3 686	4 157	7 546	1 834	9 079
Одесса	6173	4 032	9 099	3 772	4 043	7 479	1 729	8 865
Петропавловск- Камчатский	7581	13 009	1 421	12 709	23 098	3 101	10 728	5 822
Рига	5059	667	11 999	548	466	10 433	2 886	11 836
Таллин	5156	732	12 558	611	520	10 498	2 931	11 991
Туане	6817	4 164	9 172	3 914	4 185	7 618	1 862	9 107

Продолжение

	Нарвик (Норвегия)	Ниневь (Ирак)	Порт-Саид Египет, ОАР	Рассвет- Железоро (Гвинея)	Рунд (Франция)	Шанхай (Китай)	Шербур (Франция)	Зинген (ФРГ)
Батуми	4 790	1569	1373	6 580	3 610	8 573	3 480	3 969
Вентспилс	1 595	3046	3666	5 948	1 019	11 181	1 985	636
Владивосток	12 333	9128	8616	13 021	11 153	996	11 823	11 443
Калининград	1 433	3974	3908	3 876	947	11 109	968	564
Ленинград	1 844	3385	4119	4 387	1 358	11 326	1 103	975
Ливия	1 470	3011	3245	5 913	984	11 146	945	691
Новороссийск	4 662	1 430	1242	4 459	3 480	8 443	3 350	3 770
Одесса	4 548	1 316	1126	6 336	3 906	8 328	3 226	3 626
Петропавловск- Камчатский	13 535	10 324	9216	10 799	12 353	2 191	12 225	12 981
Рига	1 614	3 135	4089	6 057	1 128	11 690	1 069	745
Таллин	1 679	3 220	4354	6 192	1 193	11 755	1 154	819
Туане	4 590	1 466	1270	6 478	3 506	8 471	3 378	3 798

ставляющих: основной, пропорциональной дальности R и дополнительной, учитывающей особенность стоянки с грузовыми операциями и действующие нормы ялива и слива груза (табл. 35)

$$TC = 10^{-3} \cdot 1,143R + (\lambda_{\text{ял}} + \lambda_{\text{сл}}) \text{ руб/м.}$$

Для справок в табл. 36 приведены кратчайшие морские расстояния между некоторыми портами СССР и других стран.

Оплата экспортно-импортных перевозок яливами грузов на судах Министрства морского флота определяется специальными табличными тарифов. Для экономический расчетов составленных судов в варианте тарифы за экспортно-импортные перевозки 1 т тяжелых нефтепродуктов при $R > 600$ миль можно определять по формулам: для судов Черноморского бассейна

$$TC_{\text{ч}} = 10^{-3} \cdot 1,29R + 2,15 \text{ руб/м.} \quad (123)$$

для судов Балтийского бассейна

$$TC_{\text{в}} = 10^{-2} \cdot 1,06R + 1,755 \text{ руб/т.} \quad (124)$$

При перевозке дизельного или моторного топлива тариф увеличивается на 10%, а при перевозке светлых нефтепродуктов — на 15%.

Формулы (123) и (124) применены в случае перевозки грузов на судах дедвейтом 20 001—25 000 т. Надбавки и скидки для танкерских размеров приведены в табл. 37.

Таблица 37

Надбавки и скидки к тарифам за перевозку 1 т нефтегрузов

Дедвейт, т	Надбавка, %	Скидка, %
Менее 5000	50	—
5 001—10 000	25	—
10 001—20 000	10	—
20 001 и более	—	10

§ 56. Экономические показатели работы танкеров

Рассмотрим основные показатели экономической эффективности транспортных судов, на основании сопоставления которых выбирается оптимальный вариант проектируемого судна.

Себестоимость 1 т-миля. Этот показатель определяется как отношение годовых эксплуатационных расходов ΣA в рублях к тонно-мильной продукции судна за навигацию

$$s = 100 \cdot \frac{\Sigma A}{W_{\text{год}}} \text{ коп/т-миля} \quad (125)$$

или к 1 т перевезенного груза, т. е. к годовой провозоспособности $Q_{\text{год}}$

$$s_0 = \frac{sR}{100} = \frac{R \Sigma A}{W_{\text{год}}} = \frac{\Sigma A}{Q_{\text{год}}} \text{ руб/т.} \quad (126)$$

Поскольку при сокращении дедвейта судна годовые эксплуатационные расходы растут обычно быстрее скорости хода, себестоимости 1 т к 1 т-милю возрастают при повышении скорости хода. Ориентация на этот показатель [38] обычно поддерживает повышение скорости хода танкеров.

Удельные капиталовложения. Затраты финансовых средств, относимые к 1 т перевезенного за год груза, составляют

$$k_0 = \frac{S_{\text{сст}}}{Q_{\text{год}}} \text{ руб/т.} \quad (127)$$

т. е. равны отношению строительной стоимости серийного судна $S_{\text{сст}}$ к его провозоспособности (в т) за навигацию.

Из формулы (118) следует, что

$$k_0 = \frac{S_{\text{сст}}}{T_s P_{\text{гв}}} \frac{R + 17,5a_2 \left(\frac{D\bar{W}}{134\,000} + 1 \right)}{12,6a_2} \text{ руб/т.} \quad (128)$$

Удельные капиталовложения, отнесенные к 1 т-милл

$$K = \frac{k_0}{R} = \frac{S_{\text{сгр}}}{T_{\text{эк}} P_{\text{ГР}}} \frac{R + 17,3a_0 \left(\frac{D_{\text{ГР}}}{134 000} - 1 \right)}{12,4a_0 R} \text{ руб/т-милл.} \quad (129)$$

Показатель k_0 улучшается (уменьшается) с уменьшением стоимости судна, увеличением размеров танкера (его грузоподъемности), продолжительности эксплуатационного периода $T_{\text{эк}}$, скорости хода a_0 и также с увеличением дальности плавания R .

Приведенные народнохозяйственные затраты на перевозку груза. Годовые затраты на перевозку груза, приходящиеся на одно судно, могут рассматриваться как сумма затрат судовладельца (возмещаемая ему грузоотправителем в виде оплаты за провоз груза) и потерь грузо-владельца, связанных с отвлечением из оборота капитала, вложенного в груз.

Затраты судовладельца в свою очередь складываются из годовых эксплуатационных расходов ΣA и отчислений на восстановление капиталовложений в судно $a S_{\text{сгр}} \frac{R_{\text{ГР}}}{\text{год}}$, где a — коэффициент, обратно пропорциональный нормативному сроку окупаемости капиталовложений в судно, т. е. сроку (в годах), в течение которого должны быть собраны средства для постройки или приобретения нового судна.

Потери грузоладельца за каждый грузовой рейс могут быть определены, если известна отпускная цена 1 т груза $C_{\text{ГР}}$, по величине капиталовложений в груз $R_{\text{ГР}} C_{\text{ГР}}$, руб. ($R_{\text{ГР}}$ — полезная грузоподъемность судна, т).

Продолжительность отвлечения капитала из сферы обращения равна примерно продолжительности хода судна с грузом

$$Z_{\text{всз}} \approx \frac{R}{v_0} \text{ час/рейс} = \frac{R}{3600v_0} \text{ год/рейс},$$

где R — протяженность грузового рейса, милл.

Если обозначить через b коэффициент, обратно пропорциональный сроку (в годах) окупаемости капиталовложений в груз, то потери грузоладельца за один рейс

$$b \frac{R}{3600v_0} P_{\text{ГР}} C_{\text{ГР}} \text{ руб/рейс},$$

а годовые потери при $K_{\text{ГР}}$ рейсах в год

$$\frac{b K_{\text{ГР}}}{3600} \frac{R}{v_0} P_{\text{ГР}} C_{\text{ГР}} \text{ руб/год}.$$

Общая сумма народнохозяйственных затрат по одному судну за навигацию составляет

$$\Sigma A + a S_{\text{сгр}} + \frac{b K_{\text{ГР}}}{3600} \frac{R}{v_0} P_{\text{ГР}} C_{\text{ГР}} \text{ руб/год}.$$

Относя ее к 1 т перевезенного за год груза или к 1 т-милл годовой тонно-милевой продукции судна, можно получить приведенные народнохозяйственные затраты

$$(k_{\text{н.х}})_1 = \frac{\Sigma A}{Q_{\text{ГР}}} + a \frac{S_{\text{сгр}}}{Q_{\text{ГР}}} + \frac{b}{3600} \frac{K_{\text{ГР}} P_{\text{ГР}}}{Q_{\text{ГР}}} \frac{R}{v_0} C_{\text{ГР}} \text{ руб/т};$$

$$k_{\text{н.х}} = \frac{\Sigma A}{R Q_{\text{ГР}}} + a \frac{S_{\text{сгр}}}{R Q_{\text{ГР}}} + \frac{b}{3600} \frac{K_{\text{ГР}} P_{\text{ГР}}}{Q_{\text{ГР}}} \frac{C_{\text{ГР}}}{v_0} \text{ руб/т-милл.}$$

Принимая во внимание равенства (126), (127) и учитывая, что $Q_{\text{гос}} = K_{\text{гос}} P_{\text{гп}}$, можно написать

$$(k_{\text{м.з.}})_0 = z_0 + ak_0 + \frac{b}{8643} \frac{R}{v_0} C_{\text{гп}} \text{ руб/т.}$$

$$k_{\text{м.з.}} = \frac{x}{100} + ak + \frac{b}{8643} \frac{C_{\text{гп}}}{v_0} \text{ руб/т-мил.}$$

В соответствии с рекомендацией «Типовой методики» [48] принимаем 10-летний срок восстановления капиталовложений во флот, откуда следует, что $a=0,1$. «Типовая методика» не устанавливает срока восстановления оборотных средств, вложенных в различные транспортируемые грузы. Для перевозимых на танкерах нефтегрузов представляется возможным принимать его порядки 2—3 лет. В этом случае пародоксический затраты можно вычислить по формулам

$$(k_{\text{м.з.}})_0 = z_0 + 0,1k_0 + 0,5 \cdot 10^{-4} \frac{R}{v_0} C_{\text{гп}} \text{ руб/т.} \quad (130)$$

$$k_{\text{м.з.}} = \frac{x}{100} + 0,1k + 0,5 \cdot 10^{-4} \frac{C_{\text{гп}}}{v_0} \text{ руб/т-мил.} \quad (131)$$

Здесь z_0 и k_0 — себестоимость и капиталовложения, отнесенные к 1 т груза; z и k — себестоимость и капиталовложение, отнесенные к 1 т-мил. грузоперевозок $\left(z, \frac{\text{руб}}{\text{т-мил.т.г.}} \right)$.

Комплексные показатели $k_{\text{м.з.}}$ и $(k_{\text{м.з.}})_0$ лучше характеризуют работу танкера, чем z , z_0 , k и k_0 , но они не отражают его доходности и поэтому недостаточны для суждения о рентабельности капиталовложений.

Финансовый результат (ФР) за навигацию. Прибыль (Пр) — плюс или убыток (Уб) — минус определяется как разность между годовыми доходами и годовыми эксплуатационными расходами

$$\text{ФР} = D_{\text{гос}} - \sum A \text{ руб/год.} \quad (132)$$

При сопоставлении вариантов, каждый из которых обеспечивает постоянный годовой грузоворот, т. е. постоянный доход $D_{\text{гос}}$, наименьший финансовый результат достигается в варианте с наименьшими годовыми расходами $\sum A$, а значит, с наименьшей себестоимостью перевозки 1 т груза. Если сопоставляются варианты танкеров с разными годовыми провозоспособностями, то наибольший финансовый результат (прибыль) может быть достигнут в варианте, обеспечивающем во себестоимости перевозку груза.

Рентабельность работы судна. Этот показатель выражается отношением чистой годовой прибыли к строительной стоимости судна

$$P_c = 100 \frac{D_{\text{гос}} - \sum A}{S} \%, \quad (133)$$

Комплексный характер этого показателя, отражающего капиталовложения в судно, величину годовых эксплуатационных расходов и доходности судна, а также соотношение между доходами и расходами, позволяет рекомендовать рентабельность в качестве основного критерия экономической эффективности судна при выборе оптимального варианта.

Положив числитель и знаменатель выражения (133) на $Q_{\text{год}}$, можно написать

$$P_E = 100 \frac{TC - a_0}{A_0} \%,$$

Нередко в эту формулу вместо a_0 вводят $(A_{\text{вкл}})_0$, т. е. заменяют себестоимость перевозки груза приведенными народнохозяйственными затратами.

Иностранная выручка за навигацию. При экспортно-импортных перевозках иностранная прибыль W — это разность между произведением тарифной ставки k_w в иностранных рублях на провозоспособность судна $Q_{\text{год}}$ в тоннах за навигацию и иностранными расходами A_w (навигационные расходы, иностранная зарплата и т. д.)

$$W = D_w - A_w = k_w Q_{\text{год}} - A_w = 12,4k_w \frac{T_P P_{TP}}{R + 17,2k_v \left(\frac{DW}{130000} + 1 \right)} - A_w \quad (134)$$

Иностранная выручка за тоннаже-сутки. Этот показатель характеризует величину иностранной доходности 1 т полезной грузоподъемности судна за один сутки плавания.

$$w = \frac{W}{T_P P_v} \text{ — иностр. руб./т-сутки.}$$

Сравнение прежних обозначений, можно записать

$$w = 12,4k_w \frac{a_0}{R + 17,2k_v \left(\frac{DW}{130000} + 1 \right)} - \frac{A_w}{T_P P_{TP}} \text{ — иностр. руб./т-сутки.} \quad (135)$$

При постоянной дальности плавания этот показатель совпадает (улучшается) с увеличением скорости хода танкера.

Коэффициент валютной эффективности перевозки. Он характеризуется отношением эксплуатационных расходов (за вычетом иностранной) к иностранной выручке за единицу

$$w_0 = \frac{\Sigma A - A_w}{W} \text{ руб./иностран. руб.} \quad (136)$$

и выражает себестоимость одного иностранного рубля. Если в числителе выражения (136) добавить величину $\frac{S_{\text{рем}}}{T_{\text{рем}}}$, где $T_{\text{рем}} = 10$ лет, то w_0 может быть назван коэффициентом валютной эффективности с учетом приведенных народнохозяйственных затрат.

Производительность труда экипажа. Этот показатель представляет отношение тонно-иностранной продукции, т. е. произведений $Q_{\text{год}} R$, к численности судовой команды.

§ 57. Показатели эксплуатационно-технической эффективности танкеров

Для анализа эффективности сравниваемых судов или вариантов составляется ряд эксплуатационно-технических показателей.

Провозоспособность судна за навигацию $Q_{\text{год}}$ и годовая тонно-иностранная продукция $W_{\text{год}}$. При принятых выше обозначениях можно написать

$$Q_{\text{год}} = K_{\text{год}} P_{TP}$$

где число круглых рейсов за навигацию определяется формулой (121).

Годовая тонно-мильная продукция с учетом формулы (118)

$$W_{\text{год}} \approx 12,4 T_{\text{г}} \frac{R v_{\text{г}} P_{\text{гг}}}{R + 17,2 v_{\text{г}} \left(\frac{D W}{134\,000} - 1 \right)} \text{ т-миль/год.} \quad (137)$$

Производительность 1 т дедвейта. Исходя из того, что основной характеристикой размера танкера является дедвейт, для сопоставления их технико-экономической эффективности иногда [14, 15] пользуются таким показателем, как тонно-мильная продукция или производительность за час 1 т дедвейта. Для его вычисления определяют рейсовую производительность судна $P_{\text{гг}} R$, т-миль, и делят ее на произведение дедвейта и полной продолжительности $D W \cdot Z$

$$d = \frac{P_{\text{гг}} R}{D W Z} \approx \frac{P_{\text{гг}} R}{D W \left(1,94 \frac{R}{v_{\text{г}}} + \frac{D W}{4\,000} - 33,5 \right)} \text{ т-миль/т-час.}$$

Если обозначить отношение $\frac{P_{\text{гг}}}{D W}$ через α , то

$$d \approx \frac{4 \cdot 10^6 \alpha R v_{\text{г}}}{7760 R + v_{\text{г}} (D W + 134\,000)} = \frac{\alpha R}{Z_{\text{ггг}} + Z_{\text{гг}}} \text{ т-миль/т-час.} \quad (138)$$

Этот показатель характеризует эксплуатационно-техническую эффективность танкера, уровень его технического совершенства. Он возрастает при увеличении отношения $\frac{P_{\text{гг}}}{D W}$ (повышении экономичности силовой установки и уменьшении численности экипажа), а также при сокращении сполночного времени $Z_{\text{ггг}}$, т. е. увеличении скорости обработки судна в портах. На его значение благоприятно сказывается увеличение дальности плавания и скорости хода, но только до тех пор, пока это не вызовет чрезмерного уменьшения α .

Производительность 1 т стропельного веса. Поскольку производительность 1 т дедвейта не отражает такую важную для судостроителей величину, как затрата металла, представляется целесообразным рассмотреть в качестве показателя технического совершенства танкера производительность 1 т стропельного веса.

Рейсовая производительность судна

$$P_{\text{гг}} R \text{ т-миль} = \alpha D W R \text{ т-миль;}$$

стропельный вес

$$D_{\text{стр}} \approx D - (D W + P_{\text{жг}}) = \frac{D W}{\gamma_{\text{ж}}} = D W - P_{\text{жг}} D W = D W \frac{1 - \gamma_{\text{ж}} (1 + P_{\text{жг}})}{\gamma_{\text{ж}}},$$

$$\text{где } P_{\text{жг}} = \frac{P_{\text{жг}}}{D W}.$$

Производительность 1 т стропельного веса за 1 час продолжительности рейса

$$\begin{aligned} p &= \frac{P_{\text{гг}} R}{D_{\text{стр}} Z} = \frac{\alpha R \gamma_{\text{ж}}}{[1 - \gamma_{\text{ж}} (1 + P_{\text{жг}})] Z} = \\ &= \frac{\alpha \gamma_{\text{ж}} R}{[1 - \gamma_{\text{ж}} (1 + P_{\text{жг}})] (Z_{\text{ггг}} + Z_{\text{гг}})} \text{ т-миль/т-час.} \end{aligned} \quad (139)$$

Она возрастает с увеличением коэффициентов утилизации водоизмещения $\eta_{уд}$ и дедвейта α , т. е. с увеличением размеров судна, с более широким применением высокопрочных материалов и рациональных конструкций, повышением экономичности силовой установки и уменьшением численности экипажа. Формула (139) свидетельствует также об увеличении I при возрастании дальности плавания R . Зависимость производительности I от строительного веса от скорости хода из выведенной формулы неясно, так как изменение α сказывается на величинах $Z_{вод}$, σ и $\eta_{уд}$. Однако структура формулы (139) выявляет возможность экономически эффективного увеличения скорости хода. Затраты топлива, финансов, рабочей силы более непосредственно и наглядно характеризуются строительным весом судна, чем его дедвейтом. По этим причинам производительность I от строительного веса представляется наглядным, полным и достоверным показателем эксплуатационно-технической эффективности танкеров.

Учет требований экономики при выборе главных размеров танкера и построение совмещенного графика элементов и показателей сопоставляемых вариантов

§ 58. Влияние выбора главных размеров танкера на его технико-экономические показатели

В гл. V были приведены статистические формулы, графики и номограммы для определения в первом приближении главных размеров танкера. Танкер с элементами, принятыми в соответствии с ее рекомендациями, будет отвечать практике мирового танкеростроения и требованиям задания в отношении грузоподъемности, скорости хода, грузоприемности и т. д. Однако эти рекомендации нельзя применять в тех случаях, когда задание на проектирование содержит какие-либо ограничения, например по осадке. Кроме того, остается неизвестным, соответствуют ли средние статистические нормы главных размеров танкера, отражающие опыт мирового танкеростроения, конкретным условиям эксплуатации проектируемого судна, реальному соотношению между грузовым тарифом и ценой на топливо. Иными словами, проектист не может быть уверен, что выбранные им на базе статистических соотношений главные размеры судна окажутся оптимальными в эксплуатационно-экономическом отношении.

Изменив на выбранных элементах, например, длину и ширину при неизменном водоизмещении, проектист получает танкер с иными ходовыми качествами. Возможно, что в результате будет получено судно с большей скоростью хода, но более дорогое, причем выигрыш в стоимости экономичного топлива и доходности может оказаться менее значительным, чем рост амортизационных отчислений.

Число комбинаций главных размеров танкера, соответствующих одному и тому же водоизмещению в одинаковой мощности главной движателя, бесконечно велико, и каждой такой комбинации соответствует комбинация технических, эксплуатационных и экономических показателей работы судна. Задача проектиста — принять оптимальные или близкие к оптимальным элементы судна, при которых можно достигнуть наибольшей экономической эффективности судна (при избранном критерии экономичности). Эти элементы могут, вообще говоря, отличаться от среднестатистических. Для отбора оптимальной комбинации главных размеров может быть использован метод вариаций, позволяющий выявить зависимость технико-эксплуатационных и экономических показателей судна от его главных размеров и коэффициентов формы.

Применение при проектировании нового судна статистических формул и графиков может обусловить использование устаревших данных. Еще менее удачными могут оказаться элементы, принятые по случайному прототипу, так как редко бывает идеальным определение их выбор

особенности эксплуатации или постройки; к тому же не всегда имеются данные о том, насколько прототип оправдал себя в эксплуатации.

В табл. 38 приведены элементы некоторых построенных танкеров. Длина танкеров дедвейтом $\sim 70\,000$ т изменяется в пределах 225,0—245,0 м, т. е. составляет $235 \text{ м} \pm 4,3\%$, а их ширина колеблется на $\pm 6\%$ относительно среднего значения 34,8 м. Длина танкеров дедвейтом $\sim 90\,500$ т равна в среднем 240 м с отклонениями около 3%, а ширина составляет $37,0 \text{ м} \pm 3\%$.

Таким образом, возможные отступления от среднестатистических размеров лежат в пределах $\pm (3+6)\%$, что определяется особенностями создаваемого танкера.

Еще значительные колебания осадки танкеров одного дедвейта, превышающие $\pm 6,3\%$.

Если при выборе главных размеров танкера руководствоваться каким-либо эксплуатационно-экономическим критерием, границы изменчивости средних величин сближаются. Так, на графике (рис. 54), построенном на базе формул (17), (29), (31) и (34) и представляющим модернизацию и экстраполяцию графика, опубликованного в статье [11], даны элементы, мощность главного двигателя и скорости хода танкеров с максимумом тонно-мильной продукции с 1 т стропального веса.

Ширину можно определить с помощью шкалы в верхней части графика, а осадку, которая на рисунке не показана, — по уравнению плавучести

$$T = \frac{D}{1,025 \Delta} \text{ м.}$$

Перечисленные выше формулы, как и построенный по ним график, основаны на предположении, что у танкера нет ни обычного капатобразного, ни таранного бульба, а также выкружек в районе грузовой ватерлинии (для уменьшения угла входа носовых ватерлиний). Предполагается также, что его элементы на лимитированых условиях эксплуатации.

Применение бульба размером B (% от площади миделя) можно впредь до разработки экспериментально обоснованного метода расчета приближенно учесть, увеличивая коэффициент общей полноты δ , снимаемый с графика, до значения

$$\delta' \approx \delta + \frac{300}{300 - \delta\%} \cdot B, \quad (100)$$

за счет чего при постоянном водоизмещении могут быть уменьшены осадка или ширина судна. Если особенности заданной обусловливают значительные отклонения осадки или ширины от величин, снимаемых с графика, это неизбежно скажется на выборе длины танкера или коэффициента общей полноты, а также на оценке ходовости.

При длине танкера, отличающейся от величины, снимаемой с рис. 54, достижимую скорость его хода на асфальтировании можно предварительно оценить по графику рис. 55 [9].

Все же нет уверенности в том, что определяемые по этим графикам размеры танкера являются оптимальными. Поэтому, установив водоизмещение танкера, необходимо перейти к выбору комплекса главных размеров и коэффициентов формы путем сопоставления различных вариантов. Для выполнения этой задачи рекомендуется применить метод вариаций и составить совмещенный график элементов и основных технико-экономических характеристик танкера.

Значения некоторых параметров изделий — 70 000 и 90 500 г

№ п.п.	Наимено- вание судна	Год постройки	Длина, м	Ширина B, м	Высота борта H, м	Средняя T, м	Определения			
							$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\frac{T}{B}$	
Длина L от 70 000 м										
1	Grimaldi Class	1960	70 385	32,9	18,5	11,25	7,45	2,48	0,717	
2	Grimaldi Mariner	1963	71 018	34,2	17,7	13,45	6,90	2,55	0,760	
3	Tosco Mara	1963	71 528	32,9	18,1	13,85	6,84	2,57	0,755	
4	Carde	1964	71 280	34,2	17,4	13,18	7,02	2,61	0,754	
5	Tosco Regatta	1965	70 850	35,9	16,46	12,25	6,98	2,61	0,745	
6	Japan Kuro	1965	70 800	35,3	18,9	12,45	6,58	2,53	0,692	
Длина L от 90 500 м										
1	Euro Spain	1962	90 720	38,1	19,85	14,50	6,57	2,65	0,761	
2	Euro des Hong	1963	90 000	38,1	19,85	14,20	6,57	2,65	0,752	
3	Euro Deutschland	1963	91 030	38,1	19,85	14,29	6,57	2,61	0,766	
4	Prinz E. Nürnberg	1967	90 400	37,2	19,3	14,63	6,73	2,54	0,735	
5	Carls Canal	1964	91 687	37,17	19,15	14,65	6,81	2,63	0,765	
6	Tosco Cypriotes	1964	89 406	38,1	18,9	14,02	6,62	2,72	0,742	
7	Tosco Mare	1964	89 962	38,0	20,6	13,54	6,67	2,48	0,705	
8	Vallentinen	1965	91 533	37,6	19,15	14,43	6,68	2,62	0,754	
9	Euro London	1964	91 000	38,1	19,85	14,49	6,57	2,63	0,760	
10	Tosco Marekale	1965	91 006	38,1	19,38	14,47	6,52	2,63	0,759	
11	Prinz Mare	1965	91 000	35,2	21,89	13,00	6,49	2,41	0,688	
12	München	1965	94 746	38,94	18,34	13,52	6,50	2,58	0,745	

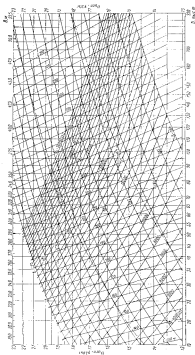


Рис. 54. График диаметров D , V и скорости Q для в поперечном сечении трубы при заданном диаметре D и скорости V для заданного расхода Q .

График по расчету расхода Q для заданного диаметра D и скорости V .

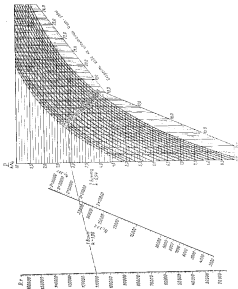


Рис. 14. Конструкция для центрирования определения расстояний от центра тела тупора, в котором буровые или турбинные формирования; длина тупора не соответствует профилю рис. 64

и в м. р.

$H = 100 \text{ м}$

$R_0 = 1 \times 1000 \text{ м. р.}$

$L = 100 \text{ м}$

Основания метода вариаций изложены в работах М. Я. Алферьева [1], Л. М. Нагида [27] и [28], способ построения совмещенного графика дан в статье В. М. Векслера [6].

В проектном задании, полученном в результате I этапа исследования, обычно указывается:

1) добавок или грузоподъемность танкера при определенной дальности плавания;

2) наибольшая допустимая осадка в грузу;

3) архитектурно-конструктивный тип судна (марка стали основного корпуса, характер палубной линии), тип и число надстроек, высота борта — минимальная или избыточная, тип грузовой системы и т. д.;

4) тип и мощность силовой установки танкера.

Применение метода вариаций должно способствовать обоснованному выбору главных размерений и коэффициентов формы при постоянных водоизмещении, осадке, архитектурно-конструктивном типе судна, мощности главного двигателя и дальности плавания. Как показывает практика проектирования, при постоянстве перечисленных элементов колебания в величине полезной грузоподъемности танкера не превышают $\pm 0,6\%$, что находится в пределах точности расчетов.

Если принять, что погрешность при оценке главных размерений танкера по статистическим формулам и графикам может достигать в лучшем случае $\pm 3\%$, то при полученной в результате расчетов величине, например $L_{\text{средн}} = 243$ м, можно ожидать, что оптимальная длина судна лежит в пределах 238—252 м; аналогично оптимальное значение коэффициента общей полноты может оказаться в пределах $\delta = 0,805 \pm 0,76$. При постоянных водоизмещении судна и мощности его силовой установки таким отклонениям в величинах L и δ может соответствовать отклонение в оценке эксплуатационной скорости хода на 1 узел, т. е., скажем, от 16 до 17 узл. Танкеры со столь различными элементами, хотя и остаются в пределах среднестатистических данных, обладают различными экономическими показателями, что и выяснится при анализе составленных вариантов.

Для обоснованного выбора комплекса главных размерений и коэффициентов формы автор рекомендует в качестве критерия экономичности принимать наибольшую рентабельность капиталовложений, наибольшую производительность 1 т стропильного веса и наибольшую производительность труда экипажа.

§ 59. Выбор независимых переменных и последовательность расчетов

Если до начала расчетов вариаций архитектурный тип танкера и его силовая установка не были выбраны однозначно, приходится выполнять несколько серий расчетов с тем, чтобы каждая серия, охватывающая семейство вариантов, относилась к одному архитектурному типу судна и одной силовой установке.

Для каждого семейства вариантов устанавливается расчетное водоизмещение D либо по прототипу, либо, при его отсутствии, расчетом с помощью коэффициента утилизации водоизмещения $D = \frac{D_{\text{пр}}}{\eta_{\text{вд}}}$.

При этом величина коэффициента $\eta_{\text{вд}}$ должна быть выбрана с учетом архитектурного типа судна, скорости хода и типа силовой установки.

По выбранному водоизмещению производится в табличной форме расчет 9 или 12 вариантов при изменении двух независимых перемен-

ных: δ к отношения $\frac{L}{B}$; последовательность расчетов будет приведена ниже. По мере выполнения расчетов составляются вспомогательные графики, позволяющие наглядно проверить правильность результатов расчетов и используемые при построении совмещенного графика.

По упомянутым выше вспомогательным графикам вычерчивается совмещенный график. Его преимущество заключается в том, что он позволяет наглядно выявить зависимости между технико-экономическими показателями танкера, его главными размерными и коэффициентами формы. На совмещенный график наносит последовательные линии, отображающие различные ограничительные условия, рекомендации Регистра и т. д.

Особенность предлагаемой методики заключается в том, что при постоянных осадке, водоизмещении, архитектурно-конструктивном типе судна, типе и мощности силовой установки варьируются длина, ширина, высота борта и коэффициент общей полноты проектируемого танкера.

Многочисленные расчеты показывают, что в оптимальном варианте возможно отступление от заданной грузоподъемности в пределах $\pm 0,6\%$. В начальной стадии можно пренебречь этим расхождением.

Коэффициенту общей полноты δ придают три-четыре значения, перекрывающие огибаемое на основании статистических графиков, например 0,75; 0,78; 0,81 или 0,75; 0,77; 0,79 и 0,81. В качестве второй независимой переменной рекомендуется рассматривать отношение $\frac{L}{B}$, придавая ему также три-четыре значения, например 6,4; 6,8; 7,2 или 6,4; 6,7; 7,0 и 7,3.

Все расчеты выполняют в табличной форме (табл. 39).

Таблица 39

Значения и выражения танкера

$$M = \frac{D}{1,03 T} \dots \dots \dots \text{м}^3$$

$$\frac{D}{T} = \dots \dots \dots \frac{\text{м}}{\text{м}} = \dots \dots \dots \text{м}^2$$

$$N_0 = \dots \dots \dots \text{з. е.}$$

Материал основного корпуса ... $t_1, \dots, \text{мм}$;

Тип силовой установки ...

Содержательность полубы (стандартная, опустошает, укомплектованная) ...

№ п/п	Величина	Расчетная формула	Единица измерения	δ_1				δ_2				δ_3				δ_4			
				$\left(\frac{L}{B}\right)_1$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4$

Принятых данных достаточно, чтобы по каждому варианту вычислить элементы танкера, пользуясь уравнением плавучести.

Сначала необходимо вычислить величину

$$M = \frac{\gamma}{(\tau + \gamma) T} D^3, \quad (141)$$

где D — водоизмещение, τ ; γ — удельный вес забортной воды, $\tau/\text{м}^3$; k — коэффициент, учитывающий объем выступающих частей корпуса.

Обычно принимают $k=0,005$, тогда при $\gamma=1,025$ будет $M = \frac{D^3}{1,027}$, а элементы танкера (см. табл. 36)

$$L = \sqrt{\frac{M}{\gamma} \frac{L}{B}} \text{ м}, \quad (142)$$

$$B = \sqrt{\frac{M}{\gamma} \frac{L}{B}} \text{ м}. \quad (143)$$

Величины M , L и B следует вычислять по формулам (141)—(143) с наибольшей возможной точностью, без округлений, так как в противном случае невозможно будет начертить с достаточной точностью соответствующий график, кроме как графике утратит наглядность, а из возможное расположение — закономерность. Величины L и B будут округлены позднее — после выбора элементов танкера на основании законченных расчетов и построенного графика.

Если проектируемый танкер должен иметь минимальную высоту борта, то для каждого варианта она может быть с достаточной для разрешаемой задачи точностью определена по номограммам I, II и III (рис. 35—37). Погрешность такого способа определения $H_{\text{мн}}$ при правильной оценке формы палубной линии не превышает обычно 0,1 м. Поправка на нестандартную сдвоенность должна быть одинаковой для всех вариантов. Рекомендуется сразу после определения минимальной высоты борта построить вспомогательный график зависимости H , например, от $\frac{L}{B}$ при различных значениях δ и откорректировать величины по графику, добиваясь плавности линий и закономерности в их планирном расположении. В расчетную таблицу элементов и характеристик танкера вносятся откорректированные значения H , по которым вычисляют отношения $\frac{L}{H}$, $\frac{B}{H}$, $\frac{H}{T}$ и $\frac{T}{H}$.

Если принято решение создать танкер с избыточной высотой надводного борта, то это должно быть осуществлено пропорционально во всем составляемым вариантам, причем единообразно.

Далее по номограммам рис. 20—22 определяют достижимую скорость хода в грузу при испытаниях. Полученные результаты корректируют построением вспомогательного графика $v_{\text{вм}} = f\left(\delta, \frac{L}{H}\right)$, и для каждого варианта определяют относительную скорость (число Фруда) судна при испытаниях в полном грузу. Затем по номограмме рис. 28, в устанавливают процент снижения скорости хода в условиях эксплуатации и вычисляют для всех вариантов эксплуатационную скорость хода судна в грузу. По формуле $v_{\text{вм}}=1,06v$ вычисляют скорость балластных переходов.

Далее для всех вариантов выполняются расчеты весовой нагрузки. Запас водоизмещения либо принимают равным 1,0—1,5%, водоизмещение корабля, либо вовсе не включают в весовую нагрузку.

При наличии внешней нагрузки бланкет прототипа составляет весовую нагрузку порожнем $D_{\text{впр}}$ исправленного прототипа, т. е. судна, размер которого соответствует прототипу, а архитектурно-конструктивный тип — принятому для проектируемого танкера. Получив уравненную весовую нагрузку исправленного прототипа, корректируют коэффициенты и показатели степеней в формулах для приближенного определения веса.

Таким образом определяется возмозможное порожнем $D_{\text{впр}}$ для каждого варианта. Дедейт вычисляют по равенству $DW = D - D_{\text{впр}}$, а полезную грузоподъемность — как разность между дедейтом и суммой весов топлива, масла и воды, экипажа, пресной воды, продовольствия и снабжения.

Для найденных величин $D_{\text{впр}}$ и DW составляют возмозможные графики: $D_{\text{впр}} = f\left(\delta, \frac{L}{B}\right)$; $DW = F\left(\delta, \frac{L}{B}\right)$.

По полученным значениям эксплуатационной скорости хода в грузу и в балласте определяют продолжительность одного кругового рейса Z , число рейсов в год и следующие эксплуатационно-топливные показатели (см. § 57): производительность судна за навигацию $Q_{\text{гос}}$; производительность за 1 час рейса 1 т справительного веса

$$p = \frac{P_{\text{гс}} R}{D_{\text{гос}} Z} \text{ м-ялм/м-час},$$

часовую производительность 1 т дедеита $d = \frac{P_{\text{гс}} R}{DW Z}$, м-ялм/м-час и производительность труда экипажа.

Для каждого показателя строят вспомогательный график зависимости его от коэффициента общей полноты δ и отношения $\frac{L}{B}$. Рассмотрение этих графиков обычно дает возможность, даже без определения типичных и экономических показателей, судить об оптимальных соотношениях главных размерений и коэффициентов форм. Вычисляют, разумеется, и такие показатели, как коэффициент дедеита $\gamma_{\text{дс}} = \frac{DW}{D}$ и коэффициент утилизации кубического модуля $\epsilon = \frac{V_{\text{гс}}}{L B H}$.

Для вычисления в каждом сопоставляемом варианте объема (брутто) танковой части необходимо оценить длину танковой части $L_{\text{танк}}$, принимая ее в этой стадии проектирования по графику рис. 48 и проверяя по данным § 40. Строится график $\gamma_{\text{дс}} = \frac{L_{\text{танк}}}{L} = f\left(\delta, \frac{L}{B}\right)$.

Если грузовые насосные отделения или коффердамы расположены между отдельными группами танков, а следовательно удлиняют танковую часть, коэффициент утилизации длины $\gamma_{\text{дс}}$ вычисляют с учетом ее полной длины; концевые насосные отделения и коффердамы при этом не учитывают, так как они не облегчают условий работы судна на подине волны.

При прочих равных условиях следует предпочесть вариант эскизов танкера, при котором обеспечивается наибольшая производительность.

На этом исследование влияния размерений на топливно-эксплуатационные показатели работы танкера можно считать законченным и перейти к расчету экономических показателей работы судна.

Экономическими показателями следует пользоваться осторожно, так как некоторые из них отражают не действительные, а кажущиеся достоинства того или иного варианта. Таковы, например, широко исполь-

зусиль в капиталистических странах критерий минимальной стоимости 1 т дедвейта. Анализ показывает обычно, что варианты, удовлетворяющие этому критерию, отличаются повышенной себестоимостью 1 т-мили и повышенной рентабельностью.

Так, например, сопоставление экономических показателей при изменении коэффициента общей полноты и отношения $\frac{L}{B}$ для турбинного танкера водоизмещением $\sim 60\,000$ т при осадке 11,3 м и мощности ГТЗА 19 000 л. с. показало (рис. 56), что характер изменения стоимости 1 т дедвейта противоположен характеру изменения себестоимости 1 т-мили грузоперевозок, и годовая чистая прибыль быстро падает с увеличением коэффициента общей полноты, несмотря на одновременное уменьшение стоимости 1 т дедвейта.

Сочетание элементов, приводящее к лучшему эксплуатационному показателю, одновременно вызывает увеличение стоимости 1 т дедвейта. Соотношения главных размеров, при которых достигаются наименьшая себестоимость 1 т-мили грузоперевозок и наибольшая годовая прибыль, приводят в данном случае к наименьшим капиталовложениям.

На основании рис. 56 можно заключить, что различия между элементами, определяемыми разными технико-экономическими расчетами и принимаемыми на судах иностранной постройки, обусловлено различным критерием выбора главных размеров судна, структур годовых эксплуатационных расходов, соотношений между ними и приносимыми судном доходами.

В рассмотренном случае противоречивость различных экономических показателей совершенно ясна. Следует, однако, отметить, что в большей или меньшей степени различным экономическим критериям отвечают различные optimumы элементов судна. Поэтому представляется важным принять тот экономический критерий, который позволяет выбрать оптимальные главные размеры или, по крайней мере, принять компромиссное решение, не очень далекое от optimumа.

В качестве критериев народнохозяйственной эффективности могут быть предложены следующие экономические показатели: прибыльность, рентабельность, или срок окупаемости капиталовложений; коэффициент валютной эффективности.

Порядок выполнения расчетов экономических показателей следующий:

1) пользуясь укрупненной расценой на грузовой, устанавливают отпускную строительную стоимость одного серийного танкера (см. § 55) и всей серии, обеспечивающей заданный грузооборот;

2) определяют годовые эксплуатационные расходы на работу одного танкера и всей серии;

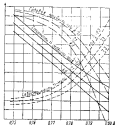


Рис. 56. Противоречивый характер зависимости некоторых эксплуатационных показателей работы танкера водоизмещением 60 000 т, мощностью ГТЗА 19 000 л. с. от коэффициента общей полноты B и отношения $\frac{L}{B}$.

- 3) вычисляют годовые доходы и чистую годовую прибыль;
- 4) находят значение принятых показателей экономической эффективности и строят вспомогательные графики из зависимости от δ и $\frac{L}{B}$; находят также значения прочих экономических показателей (себестоимость 1 т-милл, капиталовложения и т. д.).

§ 60. Построение совмещенного графика

К вычерчиванию совмещенного графика можно приступить еще до окончания всех расчетов.

Полученные расчетом данные о всех рассматриваемых вариантах — элементы, скорость хода, грузоподъемность, годовая провозоспособность и др. — можно изобразить на одном совмещенном графике.

Наиболее удобная система координат — их может быть множество — это $\left(\frac{L}{B}, z\right)$. В ней линии постоянной длины изображаются впересоборазным пучком прямых, исходящих из начала координат, находящегося вне графика. Уравнение пучка

$$z = -\frac{M}{L^2} \cdot \frac{L}{B}, \quad (144)$$

Линии постоянной ширины представляют семейство пересекающихся их гипербол, выраженных уравнением

$$z \cdot \frac{L}{B} = -\frac{M}{B^2}, \quad (145)$$

где согласно выражению (141)

$$M = -\frac{D}{\zeta_T + \eta T}.$$

Для построения обоих семейств нужно, исходя из определенных в таблице элементов и характеристик предельных значений длины L и ширины B танкера, составить вспомогательную таблицу величины L^2 , $\frac{M}{L^2}$, B^2 и $\frac{M}{B^2}$. придавая длине судна целые значения с интервалами в 1 м, а ширине — значения с интервалами в 0,1 или 0,2 м. Пользуясь этой таблицей, вычисляемой с максимальной возможной точностью, можно нанести на график оба семейства линий L и B . При этом следует иметь в виду, что для построения каждой прямой линии постоянной длины L достаточно вычислять по две точки, а для каждой гиперболической линии постоянной ширины B необходимо рассчитать и построить на графике по три точки, учитывая малую кривизну гипербол.

Любая точка графика принадлежит одновременно обоим семействам, т. е. соответствует танкеру, длина, ширина, осадка и коэффициент общей полноты которого определены. На совмещенный график можно нанести также семейство линий постоянной высоты борта.

В дальнейшем потребуются нанести на совмещенный график еще ряд семейств кривых — скорости хода, полезной грузоподъемности, грузоподъемности, годовой провозоспособности или тонно-мильной продукции, строительной стоимости, себестоимости перевозки груза, производительности 1 т строительного веса за 1 час рейса, срока окупаемости капиталовложений и т. д. (всего не менее 10 семейств кривых). С этой целью предлагается следующий прием построения таких семейств кривых. Пусть в результате расчетов 9–12 вариантов получены 9–12

частных значений аллои-анбо переменной величины, условно обозначенной буквой K . На совмещенный график необходимо нанести кривые постоянных значений величины K , а именно: K_1, K_2, K_3, K_4 и т. д.

Каждое частное значение K получается в расчете для определенных значений независимых переменных δ и $\frac{L}{B}$. По этим частным значениям K строится и корректируется вспомогательный график в координатной системе $\left(\frac{L}{B}, K\right)$. График (рис. 57, слева) состоит из кривых, каждая из которых построена постоянным значением $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ и т. д. При необходимости можно графической интерполяцией построить кривые для промежуточных значений δ .

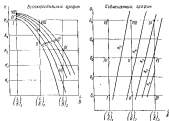


Рис. 57. Построение на совмещенном графике семейства кривых величины K по вспомогательному графику $K = f\left(\frac{L}{B}, \delta\right)$.

Если провести на вспомогательном графике K ряд горизонталей $K = \text{const}$, то каждая такая линия K_n даст несколько точек, относительно которых известны $\frac{L}{B}$ и δ . Эти парные значения $\left(\frac{L}{B}, \delta\right)_{K=K_n}$ нужно перенести на совмещенный график (рис. 57, справа). Соединив точки, соответствующие одному значению K_n , плавкой линией, можно поместить ее этим значением.

Так, на совмещенном графике строятся линии K_1, K_2, K_3, K_4 и т. д. Значение K , соответствующее любой точке $\left(\delta, \frac{L}{B}\right)$ совмещенного графика, легко интерполируется на глаз.

§ 61. Изображение на совмещенном графике ограничительных условий

На совмещенном графике с семейством линий $H_{\text{max}} = \text{const}$ и $H_{\text{min}} = \text{const}$ наносят линии различных ограничительных условий, выражающие рекомендации Регистра СССР,

$$B < 0,1L + 6,0 \text{ м}; \quad (146)$$

$$\frac{L}{H} \leq 14,0; \quad (147)$$

$$\frac{B}{H} \leq 2,0. \quad (148)$$

Первое условие может быть записано в форме

$$\frac{L}{B} \geq 10 - \frac{80}{\frac{T}{B}}, \quad (149)$$

которое при ограниченной осадке выражает связь между отношениями $\frac{L}{B}$ и $\frac{B}{T}$. Так, например, при $T=11,60$ м

$$\frac{L}{B} \geq 10 - \frac{8,18}{\frac{B}{T}},$$

откуда следует, что выполнение указанной рекомендации Регистра СССР требует, чтобы при $\frac{B}{T} > 2,59$ отношение $\frac{L}{B}$ было не менее 8,00, а при $\frac{L}{B} \leq 7,0$ отношение $\frac{B}{T}$ было не более 1,73, что противоречит практике танкеростроения. Таким образом, анализ формулы (146) показывает, что это условие приводит к совершенно необычным соотношениям главных размеров крупнотоннажных танкеров. Изучение мирового судостроения показывает, что условие (146) при действии судов более 28 000—29 000 т обычно не выполняется. Согласно статистике для таких судов верное условие

$$\left. \begin{aligned} \frac{L}{B} &\approx 22,2 \left(\frac{v_{\max}}{v_{\max} + 2,85} \right)^2 D^{-0,08}, \\ B &\leq \frac{L^{0,28}}{24,5} \left(\frac{2,86}{v_{\max}} + 1 \right)^4 \text{ м}, \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

Требование Регистра СССР (147) $\frac{L}{H} \leq 14,0$ изображается на совмещенном графике линиями, пересекающей линию, выражаемую формулой (150); образовавшийся крест оставляет лишь один правый верхний квадрант для выбора элементов. Следует отметить, что линия $\frac{L}{H} = 14$ не всегда оказывается в пределах чертежа. Если она попадает в верхнюю его часть, это свидетельствует о недостаточности принятой для выбранного водоизмещения осадки.

У танкеров с избыточным надводным бортом условие (147) безусловно выполняется.

Третья рекомендация Регистра $\frac{B}{H} \leq 2,0$ согласуется с первыми двумя при следующем условии, получаемом при почленном перемножении неравенств (146) и (147):

$$\frac{LB}{H} \leq 1,4L + 64,0;$$

$$\frac{B}{H} \leq 1,4 + \frac{84,0}{L} \leq 2,0,$$

$$\frac{84}{L} \leq 0,6 \text{ и } L \geq 140,0 \text{ м,}$$

т. е. для танкеров длиной не менее 140 м при удовлетворении неравенств (146) и (147) выполняется также условие (148).

Итак, на соименный график нанесены сетка постоянных L , B и H и крест ограничивающих рекомендаций Регистра.

Длину и ширину следует выбирать по возможности в пределах допустимого квадрата в точках, отвечающих узлам сетки (L , B).

Представляется важным отметить следующее. Задаваясь в начале расчетов архитектурно-конструктивным типом танкера, полным водонизмещением D , осадкой T , мощностью N_0 и критерием экономичности, проектировщик получает в результате расчетов оптимальный комплекс главных размерений танкера — L , B , H , а также δ , при которых достигается наиболее благоприятное (допустим, наибольшее) значение показателя экономичности I . Положив в основу расчетов водонизмещение $D_1 > D$ и сохранив те же осадку T и мощность N_0 , проектировщик получит иной оптимальный комплекс величин $L_1 > L$; $B_1 > B$; $H_1 > H$ и $\delta_1 > \delta$, которому будет соответствовать показатель экономичности $I_1 > I$. Если для новых расчетных условий сохранить полученные из предыдущего расчета значения L , B и H , т. е. увеличить водонизмещение только за счет увеличения коэффициента общей полноты до $\gamma_0 = \gamma \frac{D_1}{D}$, то комплекс элементов (L , B , T , H , δ_0) не будет оптимальным при водонизмещении D_1 и показатель экономичности I_2 неизбежно не будет наилучшим, а займет промежуточное положение $I < I_2 < I_1$.

В противном случае, т. е. если бы I_2 оказался больше I_1 , комплекс элементов (L_0 , B_1 , T , H_1 , δ_1) не был бы оптимальным.

§ 62. Обоснование выбора главных размерений танкера

Вычислив технико-эксплуатационные и экономические показатели, характеризующие различные сопоставляемые варианты, построив сопоставительные графики, а по ним — соименный, с указанием на нем различных ограничительных условий и рекомендаций, проектировщик располагает всеми данными для обоснования выбора главных размерений.

Не следует представлять себе, что этот завершающий работу этап будет очень простым и легким, что решение окажется очевидным, единственным и бесспорным. Если принятый проектировщиком критерий связан с обеспечением судну наибольшей скорости хода, то, приходя к большой длине судна и острому обводу, он может обусловить трудности в постройке и эксплуатации, повышение строительной стоимости, низкие коэффициенты utilization водонизмещения, длинн и кубического модуля. С другой стороны, желание принять элементы, при которых затраты металла и строительная стоимость будут минимальными, может привести к недостаточно эффективному использованию мощности силовой установки, потере скорости, снижению ряда существенных эксплуатационных и экономических показателей.

Может случиться, что изображенные элементы вызовут сомнения с точки зрения недостаточности или избыточности устойчивости, либо возможности дифференциации. Ограниченная длина стапеля или при-

чала могут заставить отступить от определенных по графику оптимальных размеров и пойти на компромисс по соображениям, связанным с производственными возможностями судостроительного или судоремонтного заводов.

Однако отступление от оптимальных размеров в каждом случае должно быть конкретно и убедительно мотивировано, так как оно в любом случае ухудшает те или иные технико-эксплуатационные или экономические показатели.

Представление результатов расчетов в виде совмещенного графика удобно и наглядно, так как по нему можно быстро установить связи между различными показателями и их зависимость от главных размеров судна. График позволяет выбирать не только одну из базовых (рассчитанных) точек, но и любую другую.

Пример обоснования выбора главных размеров и основных технико-эксплуатационных и экономических показателей танкера (II этап проектирования)

Задание. Проектируемый танкер предназначен для перевозки на расстояние $R=9000$ морских миль четырех сортов груза, основным из которых является сырая нефть с удельным весом $0,85 \text{ т/м}^3$. В результате выполнения I этапа проектирования определены следующие характеристики танкера.

Водоизмещение в полном грузу $D=100000 \text{ т}$.

Осадка не ограничена; принято $T=14,0 \text{ м}$.

Архитектурно-конструктивный тип гладкопалубный, без среднего острова; верняя палуба без сеголоватости (точнее, с сеголоватистью, равной пятибб бимсов). Материал основного корпуса — сталь с $\sigma_s=45 \text{ кг/мм}^2$. Надводный борт избыточный; высота борта $H=\frac{L}{12,2}$.

Две гладкие продольные переборки и минимальное число поперечных (при 7 танках по длине судна) — 8 поперечных гофрированных переборок. Грузовая система с переборочными клинками, обслуживаемая тремя грузовыми насосами производительностью по $2500 \text{ м}^3/\text{час}$.

Носовой бульд таранного типа. Носовое подруливающее устройство выторожено в носовом динтанке. Необходимо проанализировать, пользуясь предварительной методикой, влияние размера носового бульда на основные эксплуатационные и экономические показатели танкера.

Одноинтентов турбозубчатая силовая установка работает на опытных параметрах пара. Наибольшая длительная мощность при ходовых испытаниях $N_p=33000 \text{ э. л. с.}$; эксплуатационная мощность $(N_e)_{\text{э}}=30000 \text{ э. л. с.}$

Критерии для обоснования выбора оптимального варианта главных размеров следующие:

технико-эксплуатационный — наибольшая производительность I т строительного веса;

экономический (компромиссный) — обеспечение по возможности: максимальной валютной эффективности при экспортных перевозках из района Черного моря при указанной дальности плавания; наибольшей рентабельности капиталовложений при перевозках в большом каботаже (цены на топливо по прейскуранту); максимальной производительности труда экипажа.

В расчетах экономики эксплуатации необходимо исходить из продолжительности эксплуатационного периода $T_{\text{эк}}=325 \text{ сутки/год}$, безаварийной работы судна и всех его механизмов и систем, а также из нормальной продолжительности стоянок.

Численность персонала - 58 чел. экипажа и 12 практикантов.

Расчет (см. приложение). В расчете I выбраны элементы 9 базисных вариантов танкера и приближенно определены скорости хода при испытании в полном грузу, эксплуатационные и балластные.

Чтобы рассчитать ходкость, необходимо задаться размерами бульба. Поскольку носовые бульбы наиболее эффективны на укороченных танкерах с высоким коэффициентом общей полноты, для рассмотренных вариантов размер бульба определялся по формуле

$$100 \frac{B}{\lambda} = 150 (\delta - 0,74) \%,$$

где B — площадь сечения на носовом перпендикуляре в процентах от площади киля.

В табл. I принято $C_{\text{пер}} = C_{\text{кл}}$, что справедливо при мощности $N_s = 33\,000$ л. с., если при технически осуществимом диаметре гребного винта 7,8 м число его оборотов будет ~ 95 —105 об/мин (см. рис. 34), хотя для повышения пропульсивных качеств судна значительно лучше было бы увеличить диаметр гребного винта и понизить число оборотов гребного вала до 85—88 об/мин¹.

Благодаря применению бульбов, размер которых возрастает с увеличением полноты судов, значительно сократился разрыв между ходкостью танкеров с острыми и полными обводами.

Рис. 58. Вспомогательный график зависимости эксплуатационной скорости хода V_s от коэффициента общей полноты δ и от мощности $\frac{1}{N_s}$.

Для удобства переноса на вспомогательный график линий постоянной скорости, кроме базисных линий $\delta = 0,74$, 0,76 и 0,78, введены графической интерполяцией промежуточные линии.

По результатам расчета эксплуатационной скорости хода танкером в грузу построен вспомогательный график (рис. 58). На вспомогательном графике для переноса его данных на совмещенный график построены графической интерполяцией промежуточные кривые $\delta = 0,74$, 0,76 и т. д. Переход от мощности PSW к N_s осуществлен с помощью коэффициента полезного действия валопровода $\eta_{\text{вал}} = 0,985$. По нормам Британского Опытового Бассейна Национальной физической лаборатории для судов с одновальной кормовой установкой меньшей мощности принимается $\eta_{\text{вал}} = 0,98$ [84].

Расчет II содержит укрупненную несую нагрузку сопоставляемых вариантов.

Расчет веса металлического корпуса выполнен в предположении, что:

1) корпус будет изготовлен из перспективной стали с $\sigma_s = 45$ кг/мм² с полным использованием ее механических характеристик. Для обеспечения корпусу достаточной жесткости принято соотношение $\frac{L}{H} = 12,2$,

¹ В середине 1965 г. в технической литературе большое внимание было уделено вопросу повышения пропульсивных качеств круизно-экспрессных турбинных танкеров применением двух-сосновых гребных винтов, представляющих 3 разных варианта [70].

что приводит к избыточному надводному борту. Как показали расчеты, момент сопротивления мидельового сечения приобретает наибольшее, т. е. расчетное, значение, если исходить из критерия допустимых напряжений при общем нагибе корпуса судна;

2) конструктивные особенности судна можно в первом приближении учесть, вводя дополнительные поправки: на уменьшение числа переборок в связи с удлинением отдельных танков, на оборудование в корпусе туннеля для поддувающего устройства и на создание носового бульба. В данной стадии расчетов последние поправки вводились для всех вариантов одинаково, без учета переменного размера бульба в различных вариантах.

При этом относительный вес металлического корпуса на единицу кубического модуля оказался равным $0,065 \text{ т/м}^3$ при $\delta=0,73$, $0,067 \text{ т/м}^3$ — при $\delta=0,76$ и $0,069 \text{ т/м}^3$ при $\delta=0,79$. Небольшая величина относительных весов металлического корпуса объясняется избытком надводного борта (что увеличивает кубический модуль, почти не сказываясь на весе затраченного металла), высокой прочностью стали, а также применением (в перспективе) ряда конструктивных мер с целью облегчения корпуса. В нагрузку в связи с облегчением веса введен запас водонамещения. Несмотря на большую мощность силовой установки, коэффициент дедвейта достиг $82,1-83,6\%$. График зависимости коэффициента дедвейта от полноты судна и отношения $\frac{B}{L}$ показан на рис. 60.

В конце расчета весовой нагрузки определен (двумя способами) весьма важный эксплуатационно-технический показатель — провозоспособность (годовая провозоспособность) 1 т строительного веса. Эта характеристика указана в задании в качестве основного технико-эксплуатационного критерия. Сопоставление графиков рис. 60 и 61 выявило близость показателей работоспособности $\frac{\partial \Pi_{\text{гв}}}{\partial \sigma_{\text{гв}}}$ и годовой провозоспособности 1 т строительного веса $\frac{\partial \Pi_{\text{гв}}}{\partial \sigma_{\text{гв}}}$. Это имеет важное значение. Поскольку показатель $\frac{\partial \Pi_{\text{гв}}}{\partial \sigma_{\text{гв}}}$ определяется проще и легче, чем $\frac{\partial \Pi_{\text{гв}}}{\partial \sigma_{\text{гв}}}$, он может рассматриваться и как показатель работоспособности 1 т строительного веса. Из графиков рис. 60 и 61 видно, что наибольшее значение обе характеристики получают у укороченных танкеров с полными обводами, причем максимум достигается в зоне $\frac{L}{B} \approx 6,5$ и $\delta \approx 0,79$; однако в этой зоне резко снижается скорость хода танкера.

Этот вывод относится к танкерам водонамещением $100\,000 \text{ т}$ с мощностью турбинной установки $1 \times 33\,000 \text{ л. с.}$ и носовым бульбом, размер которого увеличивается по мере возрастания коэффициента обшей полноты судна.

Расчет III состава дедвейта показывает, что полезная грузоподъемность сохраняет стабильность, слегка возрастая с увеличением полноты и уменьшением отношения $\frac{L}{B}$.



Рис. 60. Величина графика зависимости коэффициента дедвейта $\Pi_{\text{гв}} = \frac{D}{B}$ от коэффициента обшей полноты δ и от отношения $\frac{L}{B}$.

Тот же вывод следует и из расчета IV, которым определяется годовая производительность. Колебания этой величин составляют по расчету всего $\pm 0,3\%$, что лежит в пределах точности расчетов, и особенно предварительных. Из этого следует, что минимальнейшим из рассмотренных вариантов будет танкер, который требует минимума затрат материалов и капиталовложений, что обусловит минимум эксплуатационных расходов и максимум работоспособности 1 т строительного веса.

В расчете V определена в первом приближении строительная и спусковая стоимости серийного танкера (при численности серии 10 судов). Было принято, что изготавливается металлического корпуса из стали

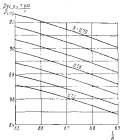


Рис. 65. Вспомогательный график зависимости индекса работоспособности 1 т строительного веса танкера $\frac{D_{\text{сп}}}{D_{\text{стр}}}$ от коэффициента общей полноты β и отношения $\frac{L}{B}$.

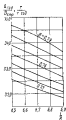


Рис. 66. Вспомогательный график зависимости удельной работоспособности $\frac{Q_{\text{год}}}{D_{\text{сп}}}$ 1 т строительного веса танкера от β и $\frac{L}{B}$.

с $\sigma_s = 45 \text{ кг/мм}^2$ увеличивает и средним на 13% стоимость каждой тонны веса корпуса. В этой стадии расчетов не было учтено возрастание стоимости корпуса, связанное с устройством бульба. Поскольку не учитывались особенности технологии, связанные с постройкой судна на определенном заводе, а также особенности изготовления и установки на судно нового оборудования, поставленного контрагентами, спусковые цены, полученные для разных вариантов, весьма ориентировочны. Однако расчет позволяет сопоставлять удельные капиталовложения K_0 на 1 т/год грузоперевозок по разным вариантам и оценивать влияние на них коэффициента общей полноты β и отношения $\frac{L}{B}$. Как видно из графика рис. 62, колебания величин капиталовложений на 1 т/год грузоперевозок не превосходят $\pm 3,3\%$. Что же касается цены 1 т дейдейта, то она при тех же условиях изменяется заметнее и зависи-

ности от соотношений формы танкера ($\frac{L}{B}$ и δ) примерно до $\pm 4,1\%$.
Характер зависимости k и s от δ одинаковый, от $\frac{L}{B}$ — противоположный

Оптимум достигается при $\delta > 0,79$ и $\frac{L}{B} < 6,5$.

Расчет VI завершает первый этап исследования, определяя в первом приближении эксплуатационные расходы, годовые доходы и основные показатели экономичности танкеров.

В результате учета во предложенной выше методике (пока еще не проверенной в эксплуатации) положительного влияния бульба на ходкость танкера колебания годовых эксплуатационных расходов относительно среднего значения составили $\pm 1,2\%$, себестоимости 1 т-милли грузоперевозок — менее $\pm 1,4\%$, срока окупаемости капиталоуложений и рентабельности $\pm 3,2\%$, чистой прибыли $\pm 1,1\%$ и т. д. Хотя эти колебания не очень значительны, сопоставление экономических показателей много подтверждает вывод, сделанный на основании сравнения технико-эксплуатационных показателей, что турбинный одноконтурный танкер водоизмещением 100 000 т с ГТЗА мощностью 33 000 л. с. будет иметь наиболее высокие эксплуатационные показатели, если будет принято $\frac{L}{B} \approx 6,5$,

$\delta \approx 0,79$, а в носовой части будет предусмотрен эффективный бульб.

Влажные сведения такого решения связаны с тем, что танкеры получают сравнительно короткими, нес металлического корпуса и стропильный вес судна — минимальным, причем выигрыш в грузоподъемности почти компенсирует проигрыш в эксплуатационной скорости хода. В результате уменьшения стропильного веса сокращаются стропильная стоимость и годовые эксплуатационные расходы. У судна с названными элементами годовая прибыль и рентабельность близки к максимальным. Отпускная цена одного танкера составляет менее 8,2 млн. руб., а условная чистая прибыль за год эксплуатации в большом каботаже составляет $\sim 4,23$ млн. руб., т. е. рентабельность капиталоуложений превышает 50% в год.

При расчетных годовых эксплуатационных расходах 2,15 млн. руб. доходы судна от экспортно-импортных перевозок превысят 6,8 млн. руб.

Сочетать в одном варианте все эксплуатационные и экономические преимущества невозможно. Рекомендуемое решение — неизбежно компромиссное.

Представляется целесообразным наносить кривые зависимости большинства технико-эксплуатационных и экономических показателей от $\frac{L}{B}$ и δ как на вспомогательные графики, так и на совмещенный (рис. 62), поскольку различия в показателях незначительны с погрешностями приближенного расчета.

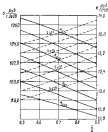


Рис. 62. Вспомогательный график зависимости эксплуатационных показателей на 1 т-милли годовой грузоподъемности (кривые 1) и на 1 т дельты (кривые 2). Изломы при δ и $\frac{L}{B}$ указаны осколками 3.

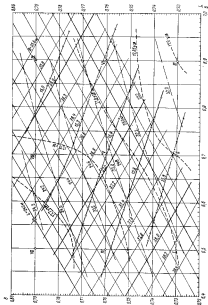


Рис. 11. Зависимость параметров β от δ для различных значений β_0 . $\beta_0 = 0.01$; $\beta_0 = 0.02$; $\beta_0 = 0.03$; $\beta_0 = 0.04$; $\beta_0 = 0.05$; $\beta_0 = 0.06$; $\beta_0 = 0.07$; $\beta_0 = 0.08$; $\beta_0 = 0.09$; $\beta_0 = 0.10$; $\beta_0 = 0.11$; $\beta_0 = 0.12$; $\beta_0 = 0.13$; $\beta_0 = 0.14$; $\beta_0 = 0.15$; $\beta_0 = 0.16$; $\beta_0 = 0.17$; $\beta_0 = 0.18$; $\beta_0 = 0.19$; $\beta_0 = 0.20$; $\beta_0 = 0.21$; $\beta_0 = 0.22$; $\beta_0 = 0.23$; $\beta_0 = 0.24$; $\beta_0 = 0.25$; $\beta_0 = 0.26$; $\beta_0 = 0.27$; $\beta_0 = 0.28$; $\beta_0 = 0.29$; $\beta_0 = 0.30$; $\beta_0 = 0.31$; $\beta_0 = 0.32$; $\beta_0 = 0.33$; $\beta_0 = 0.34$; $\beta_0 = 0.35$; $\beta_0 = 0.36$; $\beta_0 = 0.37$; $\beta_0 = 0.38$; $\beta_0 = 0.39$; $\beta_0 = 0.40$; $\beta_0 = 0.41$; $\beta_0 = 0.42$; $\beta_0 = 0.43$; $\beta_0 = 0.44$; $\beta_0 = 0.45$; $\beta_0 = 0.46$; $\beta_0 = 0.47$; $\beta_0 = 0.48$; $\beta_0 = 0.49$; $\beta_0 = 0.50$; $\beta_0 = 0.51$; $\beta_0 = 0.52$; $\beta_0 = 0.53$; $\beta_0 = 0.54$; $\beta_0 = 0.55$; $\beta_0 = 0.56$; $\beta_0 = 0.57$; $\beta_0 = 0.58$; $\beta_0 = 0.59$; $\beta_0 = 0.60$; $\beta_0 = 0.61$; $\beta_0 = 0.62$; $\beta_0 = 0.63$; $\beta_0 = 0.64$; $\beta_0 = 0.65$; $\beta_0 = 0.66$; $\beta_0 = 0.67$; $\beta_0 = 0.68$; $\beta_0 = 0.69$; $\beta_0 = 0.70$; $\beta_0 = 0.71$; $\beta_0 = 0.72$; $\beta_0 = 0.73$; $\beta_0 = 0.74$; $\beta_0 = 0.75$; $\beta_0 = 0.76$; $\beta_0 = 0.77$; $\beta_0 = 0.78$; $\beta_0 = 0.79$; $\beta_0 = 0.80$; $\beta_0 = 0.81$; $\beta_0 = 0.82$; $\beta_0 = 0.83$; $\beta_0 = 0.84$; $\beta_0 = 0.85$; $\beta_0 = 0.86$; $\beta_0 = 0.87$; $\beta_0 = 0.88$; $\beta_0 = 0.89$; $\beta_0 = 0.90$; $\beta_0 = 0.91$; $\beta_0 = 0.92$; $\beta_0 = 0.93$; $\beta_0 = 0.94$; $\beta_0 = 0.95$; $\beta_0 = 0.96$; $\beta_0 = 0.97$; $\beta_0 = 0.98$; $\beta_0 = 0.99$; $\beta_0 = 1.00$.

На основании изложенного представляется обоснованным выбрать следующие элементы танкера:

$D=100\ 000\ \text{т};$	$\Delta=0,79;$
$L=240,0\ \text{м};$	$\frac{L}{B}=6,56;$
$B=36,6\ \text{м};$	$\frac{B}{T}=2,61;$
$T=14,0\ \text{м};$	$\frac{B}{H}=1,87;$
$H=19,6\ \text{м};$	$\frac{L}{H}=12,25;$
$N_s=33\ 000/30\ 000\ \text{э. л. с.};$	
$B=8\%;$	
$\frac{v_{\text{max}}}{v_s}=18,35/17,68\ \text{узл.}$	

Разбивка длины судна на участки и отсеки (с носа в корму):

Носовая оконечность, м:	
Формик	
11 отсеков по 0,60	6,60
8 " " 0,70	5,60
общая длина формик	
	12,2, или 5,1% L
Дальнее	
23 отсеков по 0,76	17,50
Корффердек	
1 отсек	1,20
Длина $L_{\text{дальн.}}$	
	28,7, или 11,75% L
Танкерная часть, м:	
Танки № 1—7	
8 отсеков по 2,85	22,8
Длина $L_{\text{танк.}}$	
	7×22,8=159,6, или 66,5% L
Кормовая оконечность, м:	
Наклонное отделение	
7 отсеков по 0,75	5,250
Машинное отделение	
23 отсеков по 0,75	18,75
24 отсека по 0,70	16,80
4 отсека по 0,60	2,40
общая длина машинного отделения	
	37,20, или 15,52% L
Ахтертик	
15 отсеков по 0,60	9,00, или 3,75% L
Длина $L_{\text{ахтерт.}}$	
	52,20, или 21,75% L

Подпалубная площадь мидели по формуле (683)

$$A_{\text{м}} \approx 36,6 \left(19,6 + \frac{36,6}{20,7} \right) \approx 730,4\ \text{м}^2.$$

Полная вместимость (Брутто) танкерной части при коэффициенте сужения оконечностей танков 0,96

$$V_{\text{танк.}} = 0,96 \cdot 159,6 \cdot 730,4 \approx 112\ 000\ \text{м}^3.$$

При делении $\sim 83\ 500\ \text{т}$ в запасе топлива на ускоренный рейс 2×5500 миль наибольшая грузоподъемность

$$83\ 500 - \left(\frac{5500}{90\ 000} 6780 + 1200 \right) = 78\ 150\ \text{т}$$

Необходимая для размещения этого груза кубатура брутто танков при удельном весе груза (сырой нефти) по заданию $0,86 \text{ т/м}^3$

$$V_{гр} = \frac{78150}{0,86-0,945} \approx 95100 \text{ м}^3.$$

При выделении под частный балласт одной грузовой танков в районе миделя ее объем

$$V_{бал} = A_{гр} L_T = 730,4 \cdot 22,8 \approx 16650 \text{ м}^3.$$

Суммарная вместимость грузовых танков

$$V_{гр} = V_{танк} - V_{бал} = 112000 - 16650 \approx 95350 \text{ м}^3$$

достаточна для размещения определенного выше наибольшего груза $\sim 78150 \text{ т}$. Объем балластных танков составляет $\sim 17,5\%$ объема грузовых танков.

Определим ориентировочно вместимость носового диванка.

Относительное отклонение кормовой и носовой переборок диванка от миделя составляет

$$i_1 = \frac{92,8}{242,0} = 0,391;$$

$$i_2 = \frac{107,8}{242,0} = 0,448.$$

Площади этих переборок по приближенной формуле (88)

$$A_1 \approx 730,4 \frac{1-2 \cdot 0,391}{2,14-2,64-0,796} \approx 442 \text{ м}^2;$$

$$A_2 \approx 730,4 \frac{1-2 \cdot 0,448}{2,14-2,64-0,796} \approx 207 \text{ м}^2.$$

Объем диванка брутто по формуле (90)

$$V_{дв} \approx 15,0 \frac{442 + 207}{1,9} \approx 5120 \text{ м}^3.$$

Количество котельного мазута с $\gamma = 0,87 \text{ т/м}^3$ в диванке (за вычетом объема $\sim 380 \text{ м}^3$ занимаемого носовым насосным отделением и шпангоута) по формуле (91)

$$(P_1)_{дв} \approx (5120 - 380) 0,95 - 0,87 = 3830 \text{ т} \approx 56,5\% P_1.$$

Принятое распределение длины, по-видимому, может быть сохранено. Правда, не исключено, что после построения теоретического чертежа, эскизы емкости и уточнения расчетов весовой нагрузки и дифферентовки удалось бы укоротить диванка на $2,8 \text{ м}$, увеличив шпангоут в танковой части с $2,85$ до $2,90 \text{ м}$, что возможно бы довело ее длину до $162,4 \text{ м}$, т. е. до $67,7\%$ длины танкера. Вместимость диванка уменьшилась бы при этом примерно до $42\% P_1$, что достаточно для дифферентовки судна.

Возможность размещения в корме 56% полного запаса топлива, т. е. $\sim 3830 \text{ т}$, особых сомнений не вызывает, но должны быть проверены чертежами общего расположения и эскиром емкости, как и достаточность длины $43,2 \text{ м}$, отведенной для размещения машинного и грузового насосного отделений.

Примеры построенных танкеров

В настоящей главе для различного рода справок и сопоставлений приводятся чертежи общего расположения, основные технические характеристики и описания некоторых построенных за последнее время танкеров. Эти данные почерпнуты из технических журналов, в которых не всегда сообщаются окончательные, согласованные между собой и полные сведения. В некоторых случаях автор счел целесообразным комментировать эти данные. При их использовании не следует забывать, что даны примеры, а не образцы.

§ 63. Дизельный танкер *Alumina* из легкого сплава [42]

В ФРГ в 1961 г. построен малоскользящий танкер *Alumina*, предназначенный для работы главным образом на внутренних водных путях (рис. 64). В качестве прототипа был использован стальной танкер *Gustav König*, работающий в тех же условиях.

Главные размеры и характеристики танкера *Alumina*:

Длина, м	
между перпендикулярами	66,80
наибольшая	68,16
Ширина, м	
без обшивки	8,16
наибольшая	8,30
Высота борта, м	2,65
Осадка в полном грузу, м	2,45
Водоизмещение при этой осадке, т	1115
Грузоподъемность, т	1340
Мощность главного двигателя, л. с.	750
Скорость хода в грузу, узлов	10

Вес стального корпуса танкера *Gustav König* тех же размеров, кроме высоты борта (2,59 м до верхней палубы плюс 0,70 м до палубы трюмов), равен 210 т, вес корпуса *Alumina* всего 90 т, т. е. 0,43 $P_{\text{ст}}$. Полезная грузоподъемность стального танкера составляет 800 т без минн, а алюминиевого — 965 т. Таким образом, приращение полезной грузоподъемности составляет 165 т при обделении веса корпуса на 120 т. Это может быть объяснено тем, что алюминиевый корпус, не подверженный коррозии, не требует ни окраски, ни установки протекторов, хотя вес этих компонентов вряд ли достигает на подобном судне 35 т. Можно полагать, что увеличение высоты борта алюминиевого судна соответствует возрастанию чистой грузоподъемности с учетом того, что

на Aluminia были несколько удлинены коффердамы, чтобы увеличить количество принимаемого балласта и обеспечить достаточное погружение в воду гребного вента при ходе без груза.

Наружная обшивка судна выполнена из алюминиевого сплава, содержащего 3% магния; ее толщина составляет 9 мм. Скуловой пояс и шпрингс изготовлены из сплава с 5% магния; их толщина 12 и 17 мм.

Продольные и поперечные переборки выполнены с полукруглыми гофрами, так как при гофрах коробчатого профиля в углах накапливаются концентрации напряжений, что приводит к возникновению трещин.

Палуба и днища набраны по продольной системе, борта и оконечности — по поперечной; рамные шпангоуты расставлены широко.

Танковую часть составляют 2х3 бортовых танков. Верхняя палуба имеет небольшую ссадоватость в оконечностях — в меру полей бамсов, так что линия ВЛ в диаметральной плоскости представляет горизонтальную прямую.

В местах соединения алюминиевых конструкций со стальными (фундаментные рамы машинного, дейдвудная труба, баллеры рулей и т. д.) предусмотрены меры против электрохимической коррозии: стальная дейдвудная труба в местах крепления к алюминиевому корпусу надежно изолирована; баллеры рулей заключены в пластмассовые ступицы; фланцы стальных клапанов оцинкованы и изолированы; хорошо изолированы машинные фундаменты, под которыми установлены накладки; стальной цепной ящик изолирован от корпуса; основания шкелтов выполнены из нержавеющей стали.

Грузовой насос производительностью 250 л³/час с приводом от главного двигателя через разобщительную муфту используется и в качестве балластного. Предусмотрено пять кормовых рулей с гидрприводом и насосное ручное подруливающее устройство. Чтобы уменьшить габаритную высоту судна и обеспечить возможность прохода под мостами, рулевая рубка выполнена на опускающейся платформе.

§ 64. Дизельный танкер *Atalante* дедвейтом 42 000 т [43]

Atalante — восьмое судно серии одностопных танкеров, построенных шведским заводом Kockums Механика Верстад. В отличие от предшествующих судов *Atalante* оборудовано не паротурбинной, а дизельной установкой. В дальнейшем верфи продолжала строить дизельные танкеры (*Heffrid Billner* [34] дедвейтом 43 100 т сдан в эксплуатацию в январе 1966 г.).

Танкер *Atalante* построен по заказу норвежской судоходной компании на класс Английского Ллойда.

Главные размеры и основные техничеcкие характеристики этих судов следующие:

	<i>Atalante</i>	<i>Heffrid Billner</i>
Длина, м:		
наибольшая	213,2	213,2
между перпендикулярами	202,7	202,7
Ширина без обшивки, м	29,6	29,6
Высота борта, м	15,44	15,00
Осадка, м	11,2	11,38
Дедвейт при этой осадке, т	42 000	43 100
Вес судна порожнего, т	11 445	10 900
Водоизмещение в полном грузу ¹ , т	53 510	54 000
Валовая вместимость, рег. т	25 088	26 286
Чистая вместимость, рег. т	16 620	
Грузовместимость, м ³	37 937	50 171 (58 080)
Запас топлива, обеспеченный вместимостью топливных отсеков, т	2980	2773

¹ Этому водоизмещению соответствует коэффициент обшивки равен ~0,773.

Мощность главного двигателя (л. с.),	16 200	12 500
Число оборотов вала при этой мощности,		
об/мин	115	115
Скорость хода при испытании, узлы	17,58	34,8
Эконом. чел.		50

Корпус танкера *Albatros* цельноспаркой, причем для исключения клепаных барьерных швов применялись специальные стали с высокой ударной вязкостью при надрезе.

Судно выполнено с небольшой килеватостью (подъем дна на 50 мм у борта), скулы очерчены по дуге окружности радиусом 1500 мм, соединенные ширестрека с палубным стрингером выпалено по дуге окружности радиусом 870 мм, петишь баков принята 590 мм.

Из стали с повышенной вязкостью при надрезе изготовлены пояска — два в длине корпуса и два на палубе; расстояние между ними составляет примерно $\frac{1}{4}$ ширины от диаметральной плоскости; такая же сталь применена для закрутки скулы и ширестрека.

Две продольные и 12 поперечных переборки делают танковую часть судна из 33 отдельных танков¹. Продольные переборки продолжены в машинное отделение, где они образуют внутренние стенки бортовых отсековых топливных цистерн.

В грузовом насосном отделении, расположенном между машинным отделением и средним танком № 11, размещены четыре грузовых насоса производительностью по 1250 т/час и три поршневых заливных насоса — по 150 т/час. Один из грузовых насосов имеет электропривод, а остальные приводятся от паровых турбин. Все приводы размещены в машинном отделении. Грузовая система выполнена в основном по линейной схеме; приемники предусмотрены во всех танках.

В насосном насосном отделении установлены балластный насос производительностью 30 т/час, топливонагревающий насос производительностью 75 т/час и аварийный пожарный насос с дизельным приводом.

Общее расположение судна показано на рис. 65 и 66. Как видно из рис. 65, навигационные рубки и жилые помещения капитана и палубного командного состава танкера *Albatros* размещены на среднем острове². Жилые помещения для машинного командного состава предусмотрены на палубе вата, а для команды — в кормовой части верхней палубы. Все жилые и общественные помещения достаточно просторны и оборудованы системой кондиционирования воздуха.

Рулевая и штурманская рубки разделены.

Главный дизель типа Коксум MAH K-13Z-78/155 простого действия, двухтактный, 12-цилиндровый, крейскопфный, с турбонаддувом, охлаждается пресной водой и развивает нормальную мощность 16200 л. с. ³ Он управляется дистанционно с пульта, на котором сосредоточены все приборы контроля и управления. Пульт, кроме того, служит конторкой для механика.

Вблизи от центрального пульта управления, устанавливаемого на средней площадке двигателя, сгруппированы вспомогательные установки. Кроме удобства обслуживания, этим достигается уменьшение длины трубопроводов и кабелей, соединяющих вспомогательные

¹ У танкера *Neofid Miller* всего 1245 танков, из которых бортовые танки № 3 вместимостью 1000 м³ — чисто балластные.

² На танкере *Neofid Miller* нет среднего острова.

³ Главный дизель танкера *Neofid Miller* того же типа, но 10-цилиндровый, мощностью 12500 л. с.

механизмы и агрегаты. На нижней площадке двигателя, где в корму от него установлен два вспомогательных дизель-генератора переменного тока, размещен главный распределительный шит.

Пар вырабатывается в двух цилиндрических котлах оборотного типа с нефтяным отоплением и в одном утилизационном котле. Поверхность нагрева каждого котла нефтяным отоплением равна 400 м², рабочим давлением 10,5 кг/см². Котлы расположены в нос от главного двигателя на уровне верхней платформы над приводными турбинами грузовых насосов, турбогенератором и связанным с ними вспомогательным конденсатором. Благодаря такой компоновке большая часть паропроводов и конденсатного трубопровода сосредоточена в носовой части машинного отделения.

Поверхность нагрева утилизационного котла (с гладкими дымогарными трубами) равна 560 м².

Главный двигатель оборудован дистанционным устройством для быстрого перехода с тяжелого моторного на легкое дизельное топливо. Гребной винт пятилопастный, цельнометалл. из марганцевистой бронзы, диаметром 6,25 м при шаге 4,82 м; вес его 25,5 т.

§ 65. Дизельный танкер *Azay le Rideau* дедвейтом 50 000 т (22)

Танкер *Azay le Rideau* построен в 1964 г. верфью Ателье де Шантие де Дюнкерк в Бордо в Дюнкерке (Франция) на высший класс Бюро Веритас. Он удовлетворяет всем официальным правилам постройки стальных наливных судов и требованиям международных конвенций, касающихся перевозки нефти морем и обеспечения безопасности человеческой жизни на море.

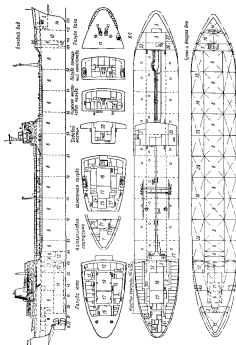
Главные размеры и характеристики *Azay le Rideau* следующие:

Длина, м:	
абсолютная	227,50
между перпендикулярами	214,20
Ширину, м	30,30
Высота борта, м	16,68
Осадка, м:	
по легкому грузовой марке	11,065
эксплуатационная осадка	11,73
Дедвейт, т:	
при осадке по легкому грузовой марке	21 500
при эксплуатационной осадке	49 420
Водоизмещение при осадке по легкому грузовой марке, т	64 620
Мощность ГТЗА эксплуатационная, л. с.	18 000
Скорость хода эксплуатационная, узлы	16,5

Две продольные переборки, простирающиеся от днищевой обшивки до верхней палубы и от кормовой переборки носового балластного любака до кормовой переборки бортовых топливных цистерн, делят танковую часть судна на средние и бортовые танки. Нефтеепроницаемые поперечные переборки интеркостельной конструкции, соединенные шпренгеля с палубным стрингером скругленное. Днище танкера имеет вебошлюп подьем к бортам (калеватость).

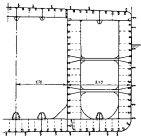
Танкер трезюстрового типа; четырехярусная средняя надстройка, расположенная в нос от миделя, служит для размещения объединенной рулевой и штурманской рубки, радиорубки и жилых помещений судно-владельца, капитана, его помощников, радиста и лоцмана. Здесь же оборудованы госпиталь и библиотека.

Из чертежа общего расположения (рис. 67) видно, что расстояние между продольными переборками составляет примерно 45% ширины судна. Длина танковой части, считая по бортовым танкам, немного превышает 65% длины судна между перпендикулярами. Часть бортовых



танков единицы, длина их достигает $\sim 28,0$ м. Всего на судне имеется 10 средних и 12 бортовых танков. Сдвоенные бортовые танки № 3 правого и левого бортов предназначаются только для поданного балласта. Схема мидельового сечения танкера показана на рис. 68.

Для перекладки груза на борт из танкера установлены два центробежных грузовых насоса производительностью по 2000 т/час, которые приводятся в действие паровыми турбинами. На судне имеется также один балластный насос производительностью



Doc. 08. Mazon-Monclerc reports. Area de Biología

1300 л/час. Турбодетураторы, приводящие в действие оба грузовых и балластных насосы, установлены в машинном отделении. В грузовом насосном отделении установлены также два шаровых поршневых эжектирных насоса производительностью каждый 250 г/час и такой же балластно-эжектирный насос.

Пуск и остановка паровых турбин, приводящих в действие грузовые насосы, могут производиться из машинного отделения, из грузового насосного отделения или с палубы. В грузовом насосном отделении расположен центральный пост дистанционного управления всеми запорными органами грузовой системы. Все трубы грузовой системы изготовлены из молкоостойкого чугуна, соединенный труб снабжены эластичными муфтами.

На валуube бeкa ycтaнoвлeн кoмбeнaрoвaнный якорный шпинь с двyмa квapтoнными тyрoчкaми и двyмa цeпными звeздoчкaми нa ycилie 16,7 т; якорная цeпь — из звeньев с paспopкaми, диaмeтp цeпнoгo жeлeзa — 80 мм. Кaждый из чeтырeх бapaбaнoв шпиня мoжeт бьeть включeн oтдeльнo. Пaрoвыe пoджимaющe мaшины, пpивoдящиe шпинь в дeйствиe,

расположены под палубой бака, благодаря чему палуба бака с размещенным на ней оборудованием оказалась очень просторной. Якорное устройство просто в эксплуатации и может управляться одним человеком.

На кормовой части палубы юта установлены две шпартовые электролебедки с натяжением на тросе 16 т; электродвигатели привода расположены под палубой юта, передача к лебедкам червячная. В районе миделя установлены две грузовые колонны, у каждой из которых висится по одной шпарт-балка грузоподъемностью 7,5 т и по две трап-балки грузоподъемностью по 2 т. Машинное отделение обслуживается стралами грузоподъемностью по 5 т, установленными на двух колоннах. Для работы стрел на судне предусмотрены три паровые лебедки: две 5-тонные в районе миделя и одна 3,5-тонная на крыше кормовой надстройки.

Объединенная рулевая и штурманская рубка оборудована современными гидравлическими приборами: гироскопическим и авторулевым, двумя радиолокационными станциями, эхолотом, магнитным компасом и системой дальней радионавигации. Рулевое устройство электрогидравлическое с четырехканальной рулевой машинкой.

Первоначально численность экипажа предполагалась 57 чел., однако применение автоматических приводов позволило сократить ее до 41 чел.

Во всех каютах старшего палубного и машинного начсостава, а также в некоторых каютах среднего начсостава предусмотрены наддуваемые туалеты и души. Все члены экипажа размещены в одноместных каютах.

Средняя установка танкера паротурбинная. Эксплуатационная мощность ГТЗА равна 18 000 л. с.; во время ходовых испытаний была достигнута мощность 19 800 л. с. (10%-ая перегрузка по мощности); средняя скорость ходя танкера во время испытаний определялась с помощью аппаратуры дальней радионавигации и составила немногим менее 17,1 узла.

§ 66. Турбинные танкеры *British Mariner* дедвейтом 71 000 м (145) и *British Easign* дедвейтом 72 000 м (146)

Во второй половине 1963 г. был сдан в эксплуатацию турбинный танкер *British Mariner* без средней надстройки или рубки, построенный заводом Джон Браун и К° в Клайдбанке (Англия).

На этом танкере был впервые установлен турбовозбудитель агрегат Наматрада новой конструкции, состоящий из стандартных компонентов. Управление ГТЗА и основными механизмами Машинного отделения производится из специально оборудованного на платформе котельного отделения изолированного центрального поста (ЦПЗ). Танкер оборудован системой заполнения грузовых танков инертными газами, чтобы уменьшить опасность взрывов и пожаров, снизить коррозию в грузовых танках; дистанционными приводами управления, дистанционными следящими системами для многих механизмов и пр.

Первоначально у танкера предполагалось дедвейт 67 500 т, однако в связи с изменением правил Английского Lloyd's о прочих размерах судов и о грузовой марке танкеров оказалось возможным снизить строительный вес судна и увеличить осадку в полном грузу. В результате была достигнута осадка по летнюю грузовую марку 13,45 м; полное водоизмещение танкера составляет 89 303 т и дедвейт 71 018 т.

Продольное положение центра тяжести площади грузовой ватерлинии при наибольшей осадке 0,244 м в корму от миделя, а величина момента, дифференцирующего судно на 1 см, — 1190 т·м. При водоизмещении порожнем средняя осадка составляет 3,03 м, центр тяжести площади действующей ватерлинии находится на 8,224 м в нос от миделя, а момент, дифференцирующий судно на 1 см, равен 849 т·м.

Главные размеры и основные технические характеристики танкера *British Mariner* следующие:

Длина, м:	
наибольшая	248,4
между перпендикулярами	236,2
Широта по КВЛ, м	34,3
Высота борта, м	17,7
Вместимость, дед. т	
валовой	43 685
чистой	29 870
Мощность ГТЗА, л.с. в.	30 000
Скорость хода эксплуатационная, узл.	15,3

Корпус танкера набран по продольной системе. В диаметральной плоскости предусмотрен отбойный лист. Средние танки отделаны от бортовых двумя продольными нефтенепроницаемыми переборками. Танковая часть судна подразделена на 36 танков, из которых по три танка с каждого борта предназначены только для водного балласта, а 12 средних и остальные 18 бортовых танков общей вместимостью 85 530 м³ (при полном заполнении) — для размещения груза. Грузовые танки при заполнении их на 98% могут вместить 63 776 т нефти с удельным весом 0,785 г/м³.

Для приема водного балласта приспособлены форпик, носовые дупляки, алтерники и кормовые кефферданы, а также танки № 4, 5 и 6 правого и левого бортов. Перечисленные отсеки вмещают 20 375 т балласта. Судно может принять в алтерническую и в междупиковые цистерны в машинном отделении до 578 т запаса котельно-питательной воды. На платформе котельного отделения размещена цистерна, вмещающая 140 т дистиллята; здесь же находится цистерна емкостью 146 т для пресной воды.

Для перекачки нефтегрузов на судно установлены три горизонтальных центробежных грузовых насоса, приводящиеся в действие паровыми турбинами производительностью по 2600 т/час. Во избежание срыва грузовых насосов установлены отделенные вакуумным насосом. Дроссельные заслонки грузовых насосов управляются с поста, расположенного у входа в грузовой насосное отделение. Для удаления из танков мочевой воды предусмотрены эжекторы. В грузовом насосном отделении установлены также двухцилиндровый частичной насос поршневого типа двойного действия производительностью 250 т/час, самозаливающийся центробежный балластный турбонасос производительностью 1500 т/час и трюмный насос. В насосном насосном отделении установлены два одинаковых горизонтальных паровых поршневых насоса типа дуплекс: один — для перекачки топлива, другой — балластный. Все клапаны грузовой системы имеют диаметр 405 мм.

На верхней палубе танкера предусмотрены два электрогидравлических поворотных крана грузоподъемностью по 7 т, предназначенные для перекачки шлангов, пробок, сходок. Подача грузов в машинное отделение осуществляется электрокраном грузоподъемностью 5 т, а подъем и перенос пробок и инвентарного имущества — краном грузоподъемностью 1 т.

Рудовая машина четырехцилиндровая, электрогидравлическая, шнорь для выбирания якорных цепей и швартовых канатов паровой.

Две автоматические швартовные лебедки автоматически поддерживают постоянное натяжение на швартовах; четыре такие же лебедки снабжены устройствами для поддержания постоянного натяжения, но не имеют автоматов управления.

Навигационные средства включают: гидрокомпас, лаг, указатель осадки и прибор для указания напряжений, позволяющий определить, как должны быть распределены принимаемые грузы по длине судна, чтобы избежать чрезмерного возрастания изгибающих корпус моментов.

Судно оборудовано единой переключаемой радиолокационной системой, в основе которой лежат две отдельные независимые радиолокационные станции. Одна из этих станций включает 40-см индикатор относительного или истинного движения, другая — 30-см индикатор относительного движения. Две отдельные смежные штурманские радиолокационные антенны с волноводами (одна с раскрытием 1,63 м, другая — 3,05 м) образуют комплекс антенн. Радиолокационная установка оборудована системой, обеспечивающей возможность различных переключений отдельных элементов обеих радиолокационных станций — антенн, приемопередатчиков, индикаторов и генераторов — без отключения питания и временной утраты видности.

Жилые, общественные и служебные помещения на танкере снабжены системой кондиционирования воздуха. Все члены экипажа обеспечены одностенными каютами; на судне имеются обычные для танкеров салоны для отдыха, плавательный бассейн. Между машинным отделением и палубой ходового мостика предусмотрен пассажирский лифт для машинной команды. Жилые помещения старшего механика и его помощников размещены на шлюпочной палубе, а капитана, его помощников, судовладельца и каюта лоцмана — на палубе ходового мостика.

Для защиты от пожара все жилые и общественные помещения разделены выгородками из негорючего материала, облицованного цветным декоративным пластиком — фориной. Система кондиционирования воздуха, когда не требуется ни обогрева, ни охлаждения воздуха, может работать как вентиляционная система, обеспечивающая достаточное число обменов воздуха в помещениях.

Силовая установка танкера рассчитана на развитие дательной эксплуатационной мощности 20 000 л. л. с, которая обеспечивает судну эксплуатационную скорость хода 15,5 узла, а скорость хода при испытаниях 16,75 узла.

Главный турбозубчатый агрегат включает две чисто активные турбины заднего хода. ТВД заднего хода размещена в отдельном корпусе, расположенном в нос от ТВД переднего хода; ТНД заднего хода размещена в общем корпусе с ТНД переднего хода.

Зубчатый редуктор двухступенчатый. Агрегат рассчитан на дательную эксплуатационную мощность 20 000 л. л. с. на гребном валу при числе оборотов вала 165 об/мин. Давление пара перед солевой коробкой ТВД равно 39,4 атм при температуре в этой точке 505°С. Мощность турбин заднего хода составляет 8000 л. л. с. при 52,5 об/мин. Давление пара в перегревателе 38,7 кг/см² и температуре пара 427°С.

Котельная установка состоит из двух водотрубных котлов Фостер Уиллер на нефтяном отоплении, морского типа, с регулируемым перегревом пара и из одного парового паросепаратора — испарителя грязных конденсатов. Котлы питают паром ГТЗА, турбосепараторы переменной тона, главные котельно-питательные турбины насос, насос для мойки танков, а также турбоприводы грузовых и балластных насосов. Все прочие вспомогательные механизмы, обслуживаемые ГТЗА, оборудованы электроприводами. Пар с высокими параметрами подается также к паровому парогенератору — испарителю грязных конденсатов,

где производится вторичный пар, используемый в установках, в которых пар или его конденсат загрязняется.

Расчетный удельный расход топлива при спецификационных условиях эксплуатации, представляющих нечто среднее между тропическими и умеренными условиями, был принят $0,232 \text{ кг/з. л. с.-час}$ при удельном расходе пара ГТЗА $2,64 \text{ кг/з. л. с.-час}$. Во время ходовых испытаний удельный расход топлива составил $0,228 \text{ кг/з. л. с.-час}$, а при пересчете на спецификационные условия — $0,226 \text{ кг/з. л. с.-час}$.

Чтобы достичь наиболее удачного размещения механизмов в машинном отделении, предусмотреть свободные рабочие пространства вокруг всех агрегатов, обеспечить хорошую видимость основных вспомогательных механизмов и штурваса с поста управления ГТЗА, большое внимание было уделено обработке макета. При макетировании учитывались также прокладка всех главнейших трубопроводов, вентиляционных каналов, размещение трапов, площадок и т. д.

На танкере *British Mariner* значительное применение получили различные автоматические и дистанционные приводы механизмов.

Автоматическое управление предназначено обеспечивать работу механического оборудования с нормальными эксплуатационными характеристиками при различных коэффициентах полезного действия и возможных отклонениях от расчетных условий. Оно, кроме того, создает возможность нормального дистанционного наблюдения за установкой из помещения поста управления, где сосредоточены все необходимые приборы. В центральном посту управления предусмотрено кондиционирование воздуха, а само помещение снабжено звукоизоляцией.

Дистанционное управление маневровыми клапанами ГТЗА осуществляется посредством сервоприводов, управляемых одной рукояткой из главного пульта управления. Оно обеспечивает все возможные в условиях эксплуатации режимы. В помещении поста управления находятся кнопки электрического управления разобщительным клапаном турбины заднего хода и системы для аварийного отключения быстроходного клапана переднего хода.

Особый интерес представляет примененная на судне система заполнения грузовых танков инертными газами.

При эксплуатации танкеров, перевозящих сырую нефть с большим содержанием летучих, возникает опасность взрыва газа, заполняющего грузовые танки и состоящего из смеси воздуха и нефтяных паров. Угроза взрыва создается во время чистки танков после отгрузки груза, при достижении опасной концентрации газов, продолжительность чего зависит от принятого порядка мойки и дегазации. Однако во всех случаях, когда в танки поступает воздух и концентрируются нефтяные пары в воздушной смеси заменяется от примерно богатой до нулевой (до чистого воздуха), она неизбежно достигнет такого значения, при котором содержание смеси газа и воздуха становится взрывоопасным. Но если в танки все время поступает не воздух, а инертный газ, взрывоопасная концентрация исключается.

Система заполнения грузовых танков инертными газами предотвращает опасность взрыва и одновременно уменьшает коррозию грузовых танков. Эта система предназначена замещать в танках воздух дымовыми газами паровых котлов с малым содержанием свободного кислорода. Дымовые газы предварительно охлаждаются и промываются в скруббере абсорбтивной водой для удаления из них твердых частиц и сернистых оксидов. Пройдя скруббер, газы подаются центробежным вентилятором, создающим в них избыточное давление $13\text{—}63,5 \text{ мм вод. ст.}$, а трубопровод распределяет инертный газ по танкам.

89702 м³, а при заполнении на 98%, они могут вместить до 65776 т нефти с удельным весом 0,785 г/м³, а более 69000 т.

Как и на судне-прототипе, ходовой мостик и помещения экипажа размещены в корме.

Катодная защита в сочетании с противокоррозионными покрытиями верхних частей танков предотвращают коррозию корпуса. Применена также система заполнения грузовых танков инертными газами.

№ 67. Дизельный танкер *Borgsten* дедвейтом 86000 т (46)

Одновинтовой дизельный танкер *Borgsten*, построенный английским заводом Джоуиш Томпсон энд Сона для норвежского заказчика и спущенный в эксплуатацию в декабре 1963 г., представляет интерес с точки зрения многих своих прогрессивных особенностей.

Весьма своеобразна пятирусная башня с ходовой рубкой, заменяющая на танкере обычный ходовой мостик. Рубка обслуживается лифтом и трапом и обеспечивает беспрепятственный круговой обзор с высоты около 23 м над грузовой ватерлинией.

Главные размеры и основные технические характеристики танкера *Borgsten*:

Длина, м:	
наибольшая	265,0
между перпендикулярами	254,8
Ширина наибольшая, м	37,18
Высота борта, м	18,44
Осадка, м	13,67
Дедвейт, т	86000
Грузовместимость, м ³	105460
Мощность главного двигателя, л. с.	31000
Число оборотов при этой мощности, об/мин	110
Скорость хода эксплуатационная, узл	16,5
Наибольшая скорость хода (средняя), узл	16,9

Устройство ходовой рубки на башне позволило сосредоточить все жилище, служебные и общественные помещения на верхней палубе и первой платформе. Благодаря этому кормовая и носовая надстройки очень низкие, палуба юта ничем не затронута и используется в качестве спортивной. На ней расположены защищенная наклонной сеткой футбольная площадка и планетарный бассейн. Верхняя палуба выполнена с незначительной селловатостью в оконечностях.

Из рис. 70 видно, что подпалубное устройство танкера *Borgsten* не отличается от обычно принятого: танковая часть судна разделена на 36 танков, из которых бортовые № 6 и 7, как и два носовых диванка № 2, предназначены только для водяного балласта. Носовые диванки № 1 использованы под топливом.

Грузовой трубопровод проложен по обычной линейной схеме, причем все клапаны грузовой системы управляют вручную. Грузовой трубопровод состоит из четырех приемных магистралей диаметром 457 мм с отстойниками в средних танках диаметром 406 мм. Бортовые танки обслуживаются приемными отстойниками диаметром 254 мм; исключение составляют бортовые танки № 1, 2 и 3, приемные отстойники которых имеют диаметр 356 мм. Рядом с крышками танковых люков размещены приборы для измерения высоты складыва груза, они дают возможность непрерывного замера груза в танках.

Палубные грузовые устройства включают две пятитонные шпалгалки и две одитонные провизонные стрелы. Все они обслуживаются двумя парами грузовыми лебедками, каждая из которых снабжена

швартовным барабаном. Кроме того, в корму от дымовой трубы установлен катушечный электрокран, движущийся по подвешенным путям в поперечном направлении — вдоль кормового среза палубы юта; предельно допустимая нагрузка его 8 т. Кран обслуживает машинное отделение и кладовые.

Швартовное устройство состоит из расположенного на полубака кормно-швартового брашпиля, совмещенного с автоматической швартовкой лебедкой, и семи паровых автоматических швартовых лебедок.

Между грузовыми танками и машинным отделением оборудовано грузовое насосное отделение, где установлены четыре горизонтальных центробежных грузовых насоса производительностью каждый $3000\text{ м}^3/\text{час}$ (по воде) при напоре нагнетания 105 м вод. ст. Два насоса приводятся в действие асинхронными электродвигателями с короткозамкнутыми роторами мощностью по 1100 л. с. , два других — паровыми турбинами. При совместной работе четырех насосов танкер может быть разгружен за 11 час.

В грузовом насосном отделении, кроме того, установлены: три вертикальных паровых поршневых зачатных насоса производительностью каждый $300\text{ м}^3/\text{час}$ по воде при напоре нагнетания 105 м вод. ст. ; один горизонтальный центробежный балластный насос производительностью 1600 т/час при напоре нагнетания 35 м вод. ст. , приводимый в действие паровой турбиной; два одинаковых насоса (один — балластный, другой топливонеперескачивающий) производительностью каждый 150 т/час при напоре нагнетания 35 м вод. ст. Насосное отделение и насосное коффердама на танкере нет. Коффердам заменяют балластные дуптанки № 2.

Большая часть команды размещена в одноместных каютах. Для отделки помещений применяются в основном пластмассовые материалы светлых тонов. Во всех помещениях предусмотрено кондиционирование воздуха, для чего установлены два кондиционера, работающие совместно с двумя рефрижераторными установками непосредственного расширения. В холодное время помещения обогреваются паровыми ребристыми радиаторами. В некоторых помещениях судна предусмотрена обычная искусственная вентиляция.

Навигационное оборудование сосредоточено в рубке на верху вышкой башня, расположенной в кормовой части судна. Наряду с достоинствами такого архитектурного решения, ходовые испытания выявили чрезмерную вибрацию, для устранения которой пришлось закрепить рубку двумя укосинами с правого и левого бортов и одной — с кормовой стороны рубки. Все приборы и органы управления судном, в том числе и главным двигателем, сосредоточены на одном пульте, размещаемом в лобовой стенке рубки.

Внутри рулевой рубки выделена небольшая штурманская рубка с подвешиваемым штурманским столом; она может быть отделена от рулевой рубки радиальной шторой.

В пульте управления ходовой рубки размещены различные приборы и органы управления главным двигателем: гидроузелом, перед которым предусмотрено из слухай возможности сиденье для рулевого; гидрокомпас; двойной комплект органов рулевого управления и, кроме того, электрический указатель положения руля, связанный с балластом руля. Все рулевые приводы работают от гидравлических двигателей, воздействующих на электрогидравлическую четырехклинковую рулевую машину.

В пульт управления судном смонтированы радиолокационные станции, показывающие относительное и истинное движение судна;

бители и систему обогрева груза. Машинное отделение обслуживается грузо-пассажирским лифтом.

На случай пожара в машинном, котельном или насосном отделениях предусмотрена углекислотная установка.

Численность экипажа танкера составляет 38 чел.

Спусковой вес танкера с установленными плавками и вспомогательными двигателями и механизмами составлял $\sim 22\,000$ т. На основании этого можно предположить, что его полное водоизмещение, включая жидкие грузы, должно быть $\sim 107\,400$ т. При указанных элементах этому водоизмещению соответствует коэффициент обшей полноты $\sim 0,79$.

§ 68. Дизельный танкер *Carlo Cameli* водоизм. 91 600 т (1901)

В середине 1964 г. было сдано в эксплуатацию крупнейшее судно итальянской постройки *Carlo Cameli*, в то время самый мощный в мире дизельный танкер (рис. 71, 72).

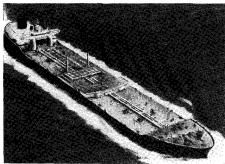


Рис. 71. Общий вид танкера *Carlo Cameli*.

Длина судна между перпендикулярами 263,0 м, наибольшая длина 264,6 м, ширина судна (наибольшая) 37,17 м, высота борта 19,15 м, наибольшая длина осадки 14,51 м. Литературные данные о длине судна несколько противоречивы, однако наиболее достоверными представляются данные 91 600 т и водоизмещение 113 200 т.

В качестве главного двигателя установлен самый мощный из дизелей, построенных заводом Фнат; на заводском стенде он развивал при перегрузке мощность свыше 32 500 л. с. Спецификационная мощность дизеля, обеспечивающая расчетную скорость хода 16,9 узла, составляет 25 000 л. с. при ~ 122 об/мин, а эксплуатационная

мощность, при которой судно в полном грузу развивает эксплуатационную скорость хода $\sim 15,7$ узла, составляет всего 21 400 л. с. с.

Танкер *Carlo Crotti* был построен заводом Кантисери Ривукьядель Адриатико в Триесте. Во время испытаний на морской милю со значительным недогрузом и при мощности главного двигателя 25 500 л. с. с. и 130,5 объема была достигнута скорость хода $\sim 17,95$ узла.

Для обеспечения судну повышенных ходовых качеств его носовой оконечности придана бульбобразная форма; кроме того, была предусмотрена, как это часто проектируется на круизотоннажных итальянских танкерах (например, класса *AGIP Dora*), выкружка в носовых шпангоутах в районе КВЛ; характер этой выкружки явлен на сечении по 151 мм. (рис. 72).

Корма у танкера открытая, руль — полубаластровый.

Ходовая рубка оборудована в корме, но не на кормовой жилой надстройке, а на двух специальных колонках с обтекаемыми обводами. Крылья мостика, чтобы предотвратить чрезмерную вибрацию, раскреплены с помощью углов. Отсутствие средней надстройки облегчает судно, а также улучшает доступ к палубным магистралям грузовой системы. На судне предусмотрены две навигационные телевизионные установки с экранами на кормовом мостике.

На танкере установлены две продольные, восемь поперечных газо-нефтепроницаемых переборок и шесть дополнительных — только между продольными. Все переборки, как и обычно на круизотоннажных судах, плавающие (без гофров) и образуют 13 средних и 2х7 бортовых танков. Суммарная вместимость грузовых танков составляет 109 480 м³, а чисто балластных — 10 450 м³ ($\sim 10\%$). Все танки оборудованы крутыми люками, а грузовые, кроме того, отверстиями для мощных машинок. В каждом танке имеются приборы для дистанционного замера уровня жидкости.

Корпус судна сварной (с 10 коваными пазами) из обычной углеродистой стали. Непосредственно в нос от машинного отделения размещено грузовое насосное отделение, в котором установлены четыре горизонтальных грузовых насоса производительностью каждый 2500 м³/час и три вертикальных паровых поршневых зачистных насоса производительностью каждый 320 м³/час.

Грузовая система включает четыре прямые и четыре изогнутые магистрали диаметром каждая 500 мм с переключками диаметром 350 мм. Для оверборинга любого танка может быть использован любой грузовой насос. Привод грузовых насосов осуществляется на паровыми турбинами и не электродвигателями, как это делается обычно, а дизельными, расположенными в машинном отделении. Дизели четырехтактные завода Фнат с турбонаддувом, мощностью каждый 1800 л. с. при 1100 об/мин; дистанционное управление ими выведено к пульту управления главного двигателя.

В верхней части грузового насосного отделения предусмотрена газоотводящая установка, оборудованная вентилятором типа Сирокко, отсасывающим газы из грузовых танков через трубы грузовой системы. Вентилятор приводится в действие паровой турбиной. Для мойки танков имеются подогреватель воды и несколько переключных мощных машинок Ваттерворта с гибкими шлангами. Мойную систему обслуживает один электронасос производительностью 225 м³/час.

Для борьбы с пожаром в разных местах на верхней палубе танкера установлены четыре монитора производительностью каждый 12 м³/мин воды; забортную воду к мониторам подают два центробежных электронасоса производительностью по 225 м³/час. Для защиты

от огня машинного, котельного и грузового насосного отделений, а также помещения аварийного генератора оборудована система углекислотного пожаротушения. Предусмотрена также система водяного пожаротушения, обслуживаемая тремя пожарными электронасосами.

Жилые помещения для судовладельца, капитана, старшего помощника и старшего механика состоят из спальни, кабинета, ванны и вестибюля. Старший каютостав размещен в 13 одноместных каютах с индивидуальными ваннами, средний каютостав — в 14 одноместных каютах с санузлами, команда — в 26 одноместных каютах.

На рис. 73 показано общее расположение механизмов в машинном отделении танкера. В качестве главного двигателя установлен 12-цилиндровый дизель Фнат: двухтактный, простого действия, с диаметром цилиндров 900 мм и ходом поршней 1500 мм. Двигатель обслуживается пятью турбонагнетателями. Его длина достигает 23,8 м, а вес превышает 1000 т. Он может работать на дизельном топливе или котельном масле. Машинное отделение достаточно просторно, что обеспечивает удобный доступ к оборудованию для его разборки и сборки. Пост управления дизелем вынесен на I платформу, где сосредоточены все необходимые контрольные и измерительные приборы, в том числе интегратор Мюркзла, измеряющий мощность дизеля, и указатель положения руля.

Гребной винт танкера четырехлопастный, диаметром 6,6 м и весом 31,5 т; он изготовлен в Голландии. От гребного вала с помощью цепной передачи приводятся в действие две «помпы Гингара», т. е. два масляных насоса высокого давления, обеспечивающие рабочий жидкостью гидромоторы, сидящие на одном валу с насосами, подающими к двигателям пресную и забортную охлаждающую воду; отработавшее в гидромоторах масло идет на смазку дизеля. Преимущество такой системы — постоянный избыток циркуляционного масла, пресной и забортной воды на всех режимах; масляные и водяные электронасосы предусмотрены на судне лишь в качестве резервных.

Судовая электростанция состоит из трех дизель-генераторов трехфазного переменного тока мощностью каждый 700 квт при напряжении в сети 440 в и частоте 60 гц с дизелями Фнат и одного работающего во время хода судна турбогенератора мощностью 60 квт, использующего энергию пара, произведенного утилизирующим котлом. Кроме того, на шлюпочной палубе размещен четырехтактный шестичилиндровый дизель Фнат мощностью 340 л. с. при 1200 об/мин с турбоаддуксом, приводящий в действие аварийный генератор переменного тока мощностью 200 квт.

Производство пара на танкере осуществляется по двухконтурной схеме. Первичный контур, образованный двумя котлами на нефтяном отоплении, производящими пар давлением 30 кг/см^2 , используется только для производства пара низкого давления 12 кг/см^2 в двух паропаровых испарителях вторичного контура (двухгенераторах низкого давления). Возможность попадания грязи в первичный контур полностью исключена, требуется лишь естественная убыль дистиллята. Каждый парогенератор вторичного контура производит до 15 т/час пара. На дымоходе главного дизеля установлен утилизирующий котел с ребристыми трубами и принудительной циркуляцией, способный производить до 8 т/час пара давлением 8 кг/см^2 .

По опубликованным литературным данным нельзя установить, почему дизель, который развину на стенде мощность более 32 500 л. л. с., используется на судне с эксплуатационной мощностью всего 21 400 л. л. с. Повысив эту мощность до $(N_{дв.} = 26 000 \text{ л. л. с.})$, можно было бы увеличить эксплуатационную скорость хода примерно до 16,56 узла, т. е.

почти на 8,6%. Вследствие увеличения мощности суточный расход топлива увеличился бы с 87,4 до 106,1 т/сутки, рейсовый запас топлива при дальности плавания $R=2 \times 7000$ морских миль — на 450 т, а вес машинной установки — примерно на 25 т.

Увеличение эксплуатационной мощности главного двигателя и скорости хода потребовала бы при сохранении главных размеров танкера (если исходить из предположения, что они жестко ограничены) уменьшения коэффициента общей полноты примерно на 0,02, вследствие чего полное водоизмещение уменьшилось бы на 2825 т. Полная грузоподъемность, если считать как наиболее неблагоприятный случай, что только за счет жое осуществлялось бы уменьшение D , снизилась бы всего на $450+25+2825=3300$ т, или на 3,7%; в действительности, при уменьшении B должен несколько снизиться вес металлического корпуса, а благодаря наличию бульба возможно снижение δ не на 0,02, а менее.

В результате увеличения скорости хода годовой провозимоспособность танкера с учетом стопового времени выросла бы на 26 500 т/год, или на 3,6%, практически без изменения основных капитальных вложений, а годовой расход топлива увеличился бы не более чем на 6700 т/год; иными словами, 1 т дополнительно сожженного топлива позволила бы перевести на расстоянии 7000 миль $\sim 4,0$ т груза (с возвращением судна в балласте).

Таким образом, вопрос об экономической целесообразности увеличения мощности главного двигателя и скорости хода решается составлением дополнительного дохода, т. е. сберег за счет дополнительного груза, и дополнительных затрат на топливо. Если бы речь шла о советском танкере, то по действующим тарифам (11,2 руб/т) дополнительный доход для судна составил бы примерно 0,3 млн. руб/год, а дополнительные расходы при цене топлива ДТ-2 28,0 руб/т не превысили бы 0,2 млн. руб/год, т. е. экономическая целесообразность увеличения мощности и скорости хода была бы очевидной. Поскольку танкер *Carlo Semei* — судно итальянское, результат расчетов зависит от соотношения между ценой на топливо (в Италии — привозное) и тарифом за перевозку груза. Поэтому возможно, что принятая мощность ($N_{дв}$)_н = 21 400 э. л. с. и скорость хода $v_{н}$ = 15,7 узла отвечают условиям современной итальянской экономики.

С этой точки зрения интересно отметить, что построенный в ФРГ одновременно с *Carlo Semei* турбинный танкер *Euro Bayern* действом 92 050 т, с элементами 250,0 $\times$ 38,1 $\times$ 19,05 $\times$ 14,59 м, оборудованный менее высокооборотным ГТЗА мощностью 24 450/26 870 э. л. с. при 103/103,5 об/мин и гребным винтом большего диаметра (7,5 м), рассчитан, по-видимому, на более высокую эксплуатационную скорость хода. Тем более, казалось бы, что большую скорость хода должно было бы иметь не турбинное, а дизельное судно. Это замечание, конечно, не снижает интереса к архитектурам и конструктивам особенностей итальянского дизельного танкера.

§ 69. Турбинные танкеры *Nissho Maru* дедвейтом 132 000 т (144) и *Tokyo Maru* дедвейтом 150 000 т (186)

Сданный в эксплуатацию в октябре 1962 г. танкер *Nissho Maru* является в настоящее время третьим по величине судном в мире, уступая лишь вступившим в строй в январе и декабре 1966 г. танкерам *Tokyo Maru* дедвейтом 150 000 т и *Idemitsu Maru* дедвейтом 205 000 т. Танкер *Nissho Maru* построен в Сасэбо (Япония) на верфи Сасэбо Хаях

Нидерстра, а *Tokoro Maru* и *Momiji Maru* — на заводе Носикавадзиней-Харамы Мио Нидерстра.

Главные размеры и основные технические характеристики танкеров:

Длина, м:	<i>Nishio Maru</i>	<i>Tokoro Maru</i>
наибольшая	291,0	306,5
между переделками	276,0	290,6
Ширина по К.В.Л., м	43,0	47,5
Высота борта, м	22,0	24,0
Осадка, м	14,53	16,0
Коэффициент обода полноты	0,805	0,805
Давалит, м	132 334	130 000
Подъемное усилие, м	(165 000)	162 000
Наковая вместимость, дн. рс. м	74 669	~ 95 000
Мощность на валу при испытании в большой грузу, л. с. и кВт	28 440	30 000
		28 660
Соответствующее число оборотов, об/мин	105,2	97
		95
Скорость хода при испытании в полном грузу ¹ , узлы	17,19	18,75

Для повышения ходкости носовым окончанием обоих танкеров придана бульбообразная форма. Обводы, благодаря которым достигалось минимальное волнообразование, были выбраны после многочисленных испытаний в опытовом бассейне, причем особенно тщательно испытывались различные формы носовой оконечности.

Большое внимание уделялось проблеме борьбы с вибрацией и неравномерностями в попутном потоке, в связи с чем кормовой оконечности *Nishio Maru* были приданы обводы, позволившие увеличить зазоры у гребного вента.

Общее расположение танкера дейдвотом 116 000 т см. на рис. 74, а танкера *Nishio Maru* — на рис. 75.

На танкере *Nishio Maru* борта и днище выполнены без накладных листов, которые применены только у ледовых грузовых танков для местного усиления. Необходимая площадь поперечного сечения получена благодаря увеличению толщины верхнего и нижнего поясов продольных переборок; эти листы имеют те же толщины и вес на 1 м², что и верхняя палуба и днище, а именно, 40 мм и 312 кг/м². Усилены также толщины продольных связей элементов продольного набора палубы и днища.

Предусмотрено несколько клепанных трехрядных назов: шесть — вдоль днища и два — по бортам. К ширстрекку четырехрядным швом приделан стрингерный угольник.

Корпус танкера *Tokoro Maru* изготовлен из стали повышенной сопротивляемости без единого клепанного шва. Судно не имеет ни бака, ни среднего острога. Этим удалось значительно уменьшить затрату металла на 1 т дедвейта. Ширстрек скруглен.

Корпус танкера *Nishio Maru*, включая форанк, набран по продольной системе; двойное дно в районе машинного отделения набрано по силовой системе. Поскольку продольные связи продлены в форанк, отпала необходимость в дополнительном подкреплении с целью повышения жесткости корпуса в этом районе.

Продольные связи в пределах танковой части расставлены неравномерно, чтобы унифицировать кницы в профналь. На танкере *Nishio Maru* установлены три продольные переборки, образующие совместно

¹ Скорость *Nishio Maru*, приведенная в литературе, исключая, представляется заниженной.

с поперечными 2×13 средних и 2×7 бортовых танков. Заласы топлива расположены в кормовых цистернах и носовых дептайках, отделенных от грузовых танков коффердамами. Для перекачки топлива с носа в корму в районе носового коффердама размещено носовое насосное отделение.

Конструкция корпуса *Nissho Maru*, чтобы ослабить ее набранно, выполнена по возможности жесткой, для достижения чего вырезы в планформе котельного отделения и отделение вспомогательных механизмов имеют минимальные размеры.

Конструкция корпуса и грузовой системы танкера *Tokyo Maru* с целью дальнейшего уменьшения его веса поражен значительным упрощением и облегчением. Машинное и котельное отделения объединены: палуба у них общая. На судне имеются всего две продольные переборки, образующие примерно равные по ширине танки. Резко уменьшено число танков: три носовых танка № 1 объединены в один. Кроме него, имеется всего 3×4 танков, из которых средних № 2 и два бортовых № 4 используются только как балластные. Суммарная вместимость балластных отсеков достигает 40% дедвейта. В среднем кормовом танке № 5 над насосным отделением выделен объем, предназначенный для спуска и отстоя груза в морской воде. На опубликованном схематическом чертеже общего расположения судна коффердамы не показаны; отсутствует переходный мостик.

Для предотвращения посадки судна на нос после использования кормового запаса топлива по бортам машинного отделения предусмотрены большие балластные цистерны. Суммарная длина машинно-котельного и насосного отделений составляет примерно 41,5 м, размер пиллани от актерниковой переборки до танковой части ~ 900 мм, расстояние между рамными тангоутами в танках ~ 4,5 м. Танковая часть занимает ~ 0,775 L.

Чтобы достигнуть минимума веса металлического корпуса танкера *Tokyo Maru*, изготовленного из стали повышенной сопротивляемости, высота борта принята избыточной. Соотношения главных размерений судна следующие: $\frac{L}{B} \approx 6,11$; $\frac{L}{H} \approx 12,1$; $\frac{B}{T} = 2,97$; $\frac{T}{H} = 0,667$.

Кроме экипажентов и судовладельцев в состав экипажа *Tokyo Maru* входит 29 чел.: капитан, три помощника капитана, старший механик, три помощника механика, три радиста, боцман, четыре матроса I класса, три прочих матроса, старший смазчик, четыре смазчика, старший буфетчик, два повара, двое конюхов.

В журналах имеется указание, что на танкере *Nissho Maru* оборудование жилых, служебных и общественных помещений выполнено из недорогих материалов. Легкие перегородки изготовлены из стальных листов, покрытых тепловой изоляцией из стекловаты толщиной 50 мм, а коридоры обшиты стекловатой ватой толщиной 25 мм, зашитой шпатами из асбоцемента. Мебель в каютах металлическая, двери сделаны из тонких стальных листов. Все каюты двухместные, хотя обычно они используются как одностельные.

Во всех помещениях судна предусмотрена система кондиционирования воздуха, позволяющая летом поддерживать в помещениях температуру воздуха 30°C и относительную влажность 50% при температуре наружного воздуха 35°C , относительной влажности воздуха 65% и температуре заборной воды 30°C . Зимой установка обеспечивает температуру воздуха в помещениях 20°C и его относительную влажность 50% при температуре наружного воздуха 0°C .

Система искусственной вентиляции танкера *Nissho Maru* обеспечивает в грузовом насосном отделении воздушный — 12 обмена, вытяж-

ная — 20 обменов в час; в провизонных кладовых вдвигная — 10 обменов в час; в камбузе вдвигная — 15 обменов, а вытяжная — 30 обменов в час; в лазарете вытяжная — 20 обменов в час.

Все грузовые танки образуют на *Nissho Maru* четыре, а на *Tokyo Maru* три группы танков; каждая группа обслуживается на танкере *Nissho Maru* магистралью диаметром 350 мм для слива груза с помощью любого из грузовых насосов, установленных в грузовой насосном отделении. Оборудование грузовой системы позволяет одновременно выгружать четыре сорта нефтепродуктов, причем любой грузовой насос может быть использован для откачки груза из любой группы грузовых танков.

Отсутствие зачистных магистралей представляет одну из особенностей танкера *Nissho Maru*. Зачистка танков осуществляется перепуском груза из всех танков каждой группы в ее средний танк, откуда он и удаляется зачистным насосом по грузовой магистрали. Для обеспечения стока остатков груза используются дифферент и крен судна; на переборках танков установлены перевернутые клинкетты. На танкере *Tokyo Maru* предусмотрена зачистная система, обслуживаемая двумя зачистными насосами.

На верхней палубе танкера *Nissho Maru* в районе миделя оборудованы два поста управления грузовыми операциями — один с правого, другой — с левого борта судна.

В главном грузовом насосном отделении *Nissho Maru* установлены четыре центробежных грузовых турбонасоса производительностью каждый ~ 1640 т/час при напоре 85 м и четыре паровых поршневых зачистных насоса производительностью каждый ~ 300 т/час при напоре 85 м. На *Tokyo Maru* установлены три вертикальных грузовых турбонасоса производительностью каждый 3000 т/час и два зачистных насоса производительностью по 300 т/час.

Управление грузовыми операциями на обоих судах дистанционное. Пост управления на *Nissho Maru* оборудован устройством для удаления газов из грузовых танков. Всего для обслуживания грузовых танков и топливных цистерн предусмотрены четыре первичных паровых вентилятора.

На этом судне магистраль мощной системы Баттерворт одновременно служит взоразборной магистралью; оборудование мощной системы рассчитано на одновременную работу восьми мощных машинок Баттерворт. В каждом среднем танке предусмотрено ложение, а в каждом бортовом — по восемь лючков для мощных машинок Баттерворт; все лючки снабжены бронзовыми крышками.

Система обогрева груза в танках отсутствует, так как условия эксплуатации судна гарантируют возможность откачки всего груза без понижения его вязкости.

Внутренние поверхности танков, подверженные в нормальных условиях эксплуатации наиболее интенсивной коррозии, имеют защитные покрытия в несколько слоев.

Для работы автоматических швартовых лебедок на танкере применяются тросы из стали высокого сопротивления, а в качестве швартовых — нейлоновые канаты.

У танкера *Nissho Maru* в носу установлены два брашпиля, на корме — шпиль, а у *Tokyo Maru* — по одному брашпилю в носу и корме. На верхней палубе *Nissho Maru* установлено десять, а *Tokyo Maru* — двенадцать автоматических швартовых лебедок.

В средней части *Nissho Maru* расположены два поста управления грузовыми операциями и возле них две пары грузовых дозучаек; у каждой дозучаек оборудовано по одной восьмитонной грузовой

стреле, которые обслуживаются двумя грузовыми лебедками. Это устройство предназначено главным образом для обслуживания подводных планов в порту Токуяма, когда танкер пришвартован к буям рейдового нефтеричала.

На малочасовой палубе этого танкера имеются две одинаковые мачты — одна с трехтонной грузовой стрелой для работы в машинное отделение различного оборудования и снабжения, другая — с однотонной стрелой для погрузки на судно провианта. Обе стрелы приводятся от швартовых барабанов кормового шпика.

Ружьево устройство состоит из руля, вес которого с баллером достигает 131 т, и ружьевой машины; руль управляется двумя двигателями мощностью каждый 170 л. с.

Спасательное устройство обоих судов состоит из четырех шлюпок — двух гробных и двух моторных. На *Nissho Maru* шлюпбалки гранитационного типа с механическими приводами, в котором подальности переносные электродвигатели, когда нужно поднять шлюпки на борт.

Вся верхняя палуба этого танкера предложена для магистральной системы ларотушения, оторости которой выведены в грузовые танки и топливные цистерны, в машинное и котельное отделения, насосные отделения, коффердамы, шпиперскую кладовую, малую, фокарную и некоторые другие помещения. От магистралей предусмотрены ряд отбортов; пожарные гидранты расположены среди жилых и прочих помещений. Противопожарное оборудование судна дополняют переносные огнетушители.

На платформе котельного отделения оборудовано помещение для аварийного пожарного электронасоса производительностью — 380 т/час воды при давлении 85 м вод. ст.

В ружьевальном отделении для борьбы с пожаром в машинном и котельном отделениях установлен стационарный воздушный насос-генератор, работающий от аварийного пожарного насоса.

В качестве главного двигателя танкера *Nissho Maru* принята паротурбинная установка мощностью 28 000 л. с., выполненная по чертежам американской фирмы Дженерал Электрик К^о; установка была изготовлена в Японии на заводах Исикивадзима-Харима Хэи Индустрия. Гребной вал выполнен из стали, содержащей 3% никеля; его диаметр на 4% превышает требуемый стандарт; кормовая часть вала выверлена, чтобы уменьшить его давление на подшипники. Вал заключен в рубашку из алюминиевой бронзы и, чтобы предотвратить возникновение электрического тока, заземлен на корпус судна.

Действующая труба сварена из стальных листов; кормовая втулка ее выполнена из латуны, носовая — из бакуита. Петельчатыйальный гребной винт отлит из высококачественной никель-алюминиевой бронзы. Приборы дистанционного наблюдения и управления установкой сосредоточены частично в центральном посту управления.

Основным источником электроэнергии являются два турбогенератора переменного трехфазного тока напряжением 450 в при частоте 60 лд, мощностью по 1430 квт; кроме того, на *Nissho Maru* имеется один аварийный дизель-генератор мощностью 210 квт. При нормальной ходовой режимке один из турбогенераторов справляется со всей нагрузкой.

Турбинная установка танкера *Tohko Maru* состоит из турбодвигателя мощностью 28 000/30 000 л. с. л. с. при 96/97 об/мин, изготовленного токийским заводом Исикивадзима-Харима Хэи Индустрия. Особенность ГТЗА состоит в том, что все главные агрегаты расположены в одной плоскости. Параметры пара при впуске в ТВД 59,8 кг/см²

и 510°С. Два главных паровых котла расположены на платформе в носовой части машинно-котельного отделения; они перекрывают главный конденсатор. Котлы типа Нисикавадзима—Фостер Уилер с ротационными газовыми воздухоподогревателями. При сжигании котельного мазута с калорийностью 10 280 ккал/кг каждый котел в состоянии выработать нормально по 45, а максимум по 55 т/час пара. При температуре поступающей в котел питательной воды 205°С и наружного воздуха 35°С котлы работают с коэффициентом полезного действия 88,2%; подогрев питательной воды осуществляется в двух подогревателях НД, в одной ступени охлаждения перегретого пара и в двух подогревателях ВД.

На *Tokyo Maru* установлены два турбогенератора переменного тока мощностью каждый 1100 квт и один дизель-генератор мощностью 250 квт. Спецификационный расход топлива на все нужды, относенный к нормальной мощности установки, составляет ~ 0,208 кг/квт. ч. 2-час.

Согласно литературным данным ходовые испытания выявили хорошие ходовые и маневренные качества танкера *Nissho Maru*. На опыте эксплуатации обоих танкеров была проверена экономическая эффективность уменьшения $\frac{L}{D}$ до 6,4 и увеличения $\frac{T}{L}$ до 0,060. Если бы корпус *Nissho Maru* был построен из стали повышенного сопротивления, а мощность силовой установки обоих танкеров увеличена, можно было бы достигнуть еще большего экономического эффекта.

§ 70. Японский проект стандартного экономичного танкера дедвейтом 116 000 т [64] и [79]

За последние годы работы японских танкеростроителей не раз привлекали к себе внимание судостроителей разных стран. В поисках экономичных решений японские судостроители отказались от традиционных соотношений главных размеров танкеров, искали новые решения в области конструкции корпуса, обводов подводной части, уменьшения численности экипажа и т. д., добиваясь снижения стоимости постройки и расходов на эксплуатацию судов.

В 1964 г. был опубликован разработанный фирмой Макубиси Шипбилдинг энд Инжениринг проект «стандартного экономичного» крупнотоннажного танкера дедвейтом 116 000 т. Он предназначен для перевозки сырой нефти с удельным весом 0,8 т/м³ из Персидского залива в Японию по трассе, допускающей расчетную осадку судна 15,24 м. Хотя проект не был осуществлен постройкой, он заслуживает рассмотрения, так как многие его особенности могут быть использованы для танкеров иных размеров и назначения. Как в самой Японии, так и в ряде других стран были построены танкеры, в проектах которых были положены некоторые идеи этого проекта; ниже приводятся краткие сведения об этом проекте.

Основные размерения и характеристики:

Длина L , м	238,0
Ширину B , м	41,2
Высота борта H , м	22,6
Осадка T , м	15,24
Среднелиней:	
$\frac{L}{B}$	6,8
$\frac{B}{T}$	2,70

$\frac{L}{B}$	11,86
$\frac{H}{B}$	1,48
$\frac{T}{B}$	1,82
$\frac{H}{H}$	
Делайт DW, т.	116 000
Валовая вместимость, дп. рег. P	73 000
Вместимость танков, м ³	148 000
Максимальная мощность T3A, л.с.	24 000
Номинальная мощность T3A, л.с.	22 000
Скорость ¹ на испытаниях в полном грузу (расчетная), узлы	16,9
Расход топлива, г/л.с.ч.	110
Экономия, %	35
Автоматичность по топливу, %	20

Эти данные свидетельствуют о стремлении уменьшить затраты стали на металлический корпус, для чего уменьшена длина и увеличена ширина судна и высота борта, которая превышает избыточную. При изготовлении корпуса из стали повышенного сопротивления превышение минимальной высоты борта примерно на 2,0 м привело практически к весьма незначительному возрастанию веса металлического корпуса.

Танкер однокатовой, с бульбовым носом, крейсерской кормой и закрытым актерштевнем. Верхняя палуба без седловатости, погонье бункера очерчена прямыми линиями. Особое внимание при проектировании танкера уделялось выбору соотношений главных размерений и коэффициентов формы корпуса. Для этого в опытовом бассейне были проведены сравнительные испытания моделей с коэффициентами общей плавности, изменявшимися в пределах $k=0,80-0,82$ и отношением

$$\frac{L}{B} = 7,0-6,3.$$

На танкере предусмотрено 48% кормовое размещение всех жилых и служебных помещений; некоторые особенности общего расположения видны на рис. 74. Из надстроек на танкере предусмотрено только бак, все прочие судовые помещения, расположенные выше верхней палубы, заключены в шестиперфорную кормовую рубку, бортовые стенки которой лежат в плоскости продольных переборок танковой части. Расстояние между продольными переборками согласно плану общего расположения составляет порядка 0,42 ширины судна. Рубка очень простой конфигурации — прямоугольная призма — и спроектирована так, чтобы добиться максимального снижения вибрации в обитаемых помещениях: большинство выгородок в ней лежит в одних вертикальных плоскостях по всем осям, что повышает ее жесткость и облегчает прокладку электротрас и труб судовых систем. Замена жилой надстройки подобной рубкой позволяет значительно снизить вес судна порожнем, ускорить и облегчить его постройку, сократить ее стоимость, по-прежнему решить вопрос об использовании кормового пространства над верхней палубой на крупнотоннажных танкерах, обеспечить удовлетворительный обзор по носу из навигационных постов.

Как и на многих танкерах, строящихся в Японии начиная с 1962 г., в новом проекте отсутствует подпалубный вышле палубы переходный мостик — решение, направленное к дальнейшему снижению веса и строительной стоимости танкера.

Танковая часть судна разделена поперечными переборками всего на 4 средних и 8 бортовых танков; длина каждого достигает 46,8 м.

¹ Указанная величина представляется минимальной даже при максимальной мощности T3A; более высокая скорость 18,3 узлы (при эффективном бульбе).

Кроме того, для перевозки груза использованы два бортовых носовых дятанка длиной ~14,0 м. Две продольные переборки доходят в носовой части только до этих дятанков, разделенных продольной переборкой в диаметральной плоскости судна. В кормовой части судна продольные переборки, продленные доско за пределы танковой части, отделяют от машинно-котельного отделения бортовые топливные бункеры. Чтобы ослабить гидравлические удары, обычно длинны грузовые танки разделены по длине пополам продольными переборками. Уменьшение количества танков также способствует значительному снижению веса и стоимости постройки. Бортовые танки № 3 и средний танк № 4 предназначены только для приема балластной воды.

Запас топлива размещен лишь в кормовой части судна по бортам, рядом с машинно-котельным и грузовым насосным отделениями. В носовом отсеке не предусмотрено носового насосного отделения, как это обычно принято, что также позволило существенно уменьшить вес корпуса, судовой систем и устройств. В нос от танковой части размещены форпик длиной, примерно равной 0,05 L , и широкий коффердам, в нижней части которого предусмотрено помещение для поддувального устройства, потребляющего до 2000 м. л. с., а в верхней части — судовые кладовые.

Силовая установка судна одновитовая и включает высокооборотную паровую турбину, выполненную по новому стандарту Минусины с дилетантной мощностью: максимальной 24 000 л. л. с. при 106 об/мин и номинальной 22 000 л. л. с. при 102 об/мин. Пар для работы ГТЗА и других потребителей будет производиться двумя автоматизированными водотрубными котлами, расположенными на платформе в носовой, а не, как обычно, в кормовой части машинно-котельного отделения. Благодаря значительной ширине судна и рациональной компоновке машинно-котельной установки удалось уменьшить общую длину МКО почти на 5 м по сравнению с его длиной по обычным турбинным танкерам, уменьшив соответственно длину судна. В проекте предусмотрено централизованное дистанционное управление силовой установкой из специального поста, расположенного на платформе в кормовой части машинного отделения. Суде по исконному чертежу общего расположения судна, длина кормовой оконечности, измеренная от кормового перпендикуляра до кормовой переборки танковой части, составляет всего 21—22%, а длина танковой части — 71—72% длины судна.

В отличие от обычных танкеров в грузовом насосном отделении расположены всего два грузовых насоса с обычными паротурбинными приводами, вынесенными в машинно-котельное отделение. Производительность каждого насоса составляет 4000 м³/час при напоре нагнетания 12 кг/см². Проемком предусмотрена грузовая система с переборочными клапанами, управляемыми дистанционно из специального поста в грузовом насосном отделении. Внутри танков почти отсутствуют грузовые магистрали и бортовые переусские отростки; в качестве магистралей использованы для днищевых продольных коробчатых килей, на которые опираются продольные переборки. В бортовых стенках этих каналов против соответствующих грузовых танков предусмотрена быстросдвигающаяся затворная арматура. Специальное защитное покрытие внутри каналов предназначено для уменьшения коррозии и облегчения мойки каналов. Коробчатые кили не только служат магистралью грузовой системы, но и участвуют в обеспечении общей продольной прочности корпуса, причем весьма эффективно, так как они наиболее удалены от нейтральной оси.

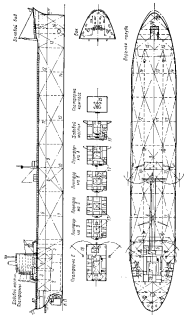


Рис. 74. Общий плановый вид корабля (размеры 130 000 т (общий вес)).

1 — артиллерийский ствол; 2 — артиллерийский ствол; 3 — артиллерийский ствол; 4 — артиллерийский ствол; 5 — артиллерийский ствол; 6 — артиллерийский ствол; 7 — артиллерийский ствол; 8 — артиллерийский ствол; 9 — артиллерийский ствол; 10 — артиллерийский ствол; 11 — артиллерийский ствол; 12 — артиллерийский ствол; 13 — артиллерийский ствол; 14 — артиллерийский ствол; 15 — артиллерийский ствол; 16 — артиллерийский ствол; 17 — артиллерийский ствол; 18 — артиллерийский ствол; 19 — артиллерийский ствол; 20 — артиллерийский ствол; 21 — артиллерийский ствол; 22 — артиллерийский ствол; 23 — артиллерийский ствол; 24 — артиллерийский ствол; 25 — артиллерийский ствол.

Открытие и закрытие запорной арматуры грузовой системы, контроль за работой насосов и последовательностью погрузочно-разгрузочных операций осуществляются автоматически по заранее составленной программе. Стация дистанционного управления грузовой операцией находится в отсеке насосного отделения.

Общая производительность грузовой системы танкера позволяет откачать полностью 136 000 м³ груза (нетто) за 18 час; для откачки водяного балласта специальными балластными насосами требуется около 13 час.

Суммарная вместимость чисто балластных танков, не считая балластных пиковых отсеков, составляет ~ 20,5% вместимости грузовой танков. Общая вместимость балластных отсеков ~ 41 900 м³ позволяет принимать на судно водяной балласт в количестве, достигающем 30% дедвейта, а балластное водонизмещение составляет около половины водонизмещения в полном грузу. Такой объем и рациональное размещение балластных танков обусловили возможность уменьшения величины расчетного изгибающего момента и веса корпуса.

Корпус судна и его надстройки предполагается окрашивать покрытиями на эпоксидной основе.

В проекте большое внимание уделено автоматизации различных работ, начиная от управления судном и силовой установкой и кончая погрузочно-разгрузочными и швартовными операциями. На судне предусмотрены: телевизионная установка для обзора носа и палубы бака с экраном в рулевой рубке, система дистанционного замера длины отдаленной якорной цепи, дистанционное управление тремя группами паровых швартовых лебедок с автоматическим регулируемым натяжением каната и др.

Автоматизация и механизация работ на судне позволяет снизить численность экипажа до 35 чел.

Таковы в основном сведения о японском проекте стандартного экономичного танкера, опубликованные в переводческой литературе.

Ниже сделана попытка восполнить некоторые пробелы в опубликованных литературных данных и сопоставить новый танкер с построенным в 1959 г. в Японии танкером *Unimaru Arabo*, дедвейт которого после пересмотра в 1962 г. Правил о грузовой марке возрос со 104 500 до 116 200 т без изменения размеров судна (кроме осадки) и толщины корпуса.

Для сопоставления веса порожнем танкера по новому проекту и веса *Unimaru Arabo* нужно приблизительно оценить коэффициент общей полноты, принятый в проекте. Поскольку в [64] и [79] указано, что для выбора коэффициента общей полноты были исследованы варианты, у которых δ находился в пределах 0,80—0,82, можно принять что $\delta \approx 0,81$. Следовательно, полное водонизмещение составляет не более

$$D = 1,028 \cdot 268,0 \cdot 41,2 \cdot 15,24 \cdot 0,81 = 140\,000 \text{ т},$$

откуда вес порожнем

$$D_{\text{пор}} = D - D^{\text{в}} = 140\,000 - 116\,000 = 24\,000 \text{ т}$$

и коэффициент дедвейта

$$\gamma_{\text{дв}} = \frac{116\,000}{140\,000} \approx 0,829,$$

что представляется достижимым, если иметь в виду применение стали повышенной сопротивляемости и конструктивные особенности судна.

Металлоемкость 1 м³ кубического модуля

$$\frac{D_{\text{мет}}}{LBN} = \frac{24\,600}{274,3-41,2-22,6} = 0,0902 \text{ т/м}^3,$$

что также представляется возможным при весьма умеренной энерго-вооруженности

$$\frac{(N_{\text{двиг}})_{\text{мет}}}{(D_{\text{мет}})^{0,5}} = \frac{34\,000}{116\,000^{0,5}} = 10,1.$$

Элементы танкера *Unibank Apollo* (после пересмотра надводного борта) 274,3-41,2-20,6-15,42-0,824.

Полное водоизмещение

$$D = 1,028 \cdot 274,3 - 41,2 - 15,42 - 0,824 = 147\,600 \text{ т.}$$

Водоизмещение порожнем

$$D_{\text{пор}} = 147\,600 - 116\,200 = 31\,400 \text{ т.}$$

Коэффициент дедвейта

$$\gamma_{\text{дв}} = \frac{116\,200}{147\,600} = 0,788.$$

Металлоемкость 1 м³ кубического модуля

$$\frac{D_{\text{мет}}}{LBN} = \frac{31\,400}{274,3-41,2-20,6} = 0,135 \text{ т/м}^3$$

при энерговооруженности танкера $\frac{27\,800}{116\,200^{0,5}} = 11,35$.

Затраты металла на 1 т дедвейта для обоих судов составляют соответственно

$$\frac{24\,600}{136\,000} = 0,207 \text{ и } \frac{31\,400}{116\,200} = 0,270 \text{ т/т.}$$

Сопоставление полученных величин свидетельствует о том, насколько эффективными оказались конструктивные решения, принятые в японском проекте, с точки зрения сокращения затрат металла на постройку судна (примерно на 7400 т), а следовательно, и строительной стоимости, влияющей в свою очередь, на величину годовых эксплуатационных расходов. Уникал танкера уменьшен по сравнению с *Unibank Apollo* в 2,2 раза (35 чел. вместо 77). Таким образом, реализация идей, положенных в основу японского проекта крупнотоннажного танкера, лежащая некоторыми традиционными решения, повышает его экономическую выгоды; часть этих идей была использована при постройке танкера *Tokyo Maru*.

Чтобы судить об эксплуатационной приемлемости отхода от размещения части запаса топлива в носовых дилтанках, что позволило уменьшить число поперечных и продольных переборок, во устанавливать в носу часть оборудования, устройств, систем и т. д., следует убедиться в возможности сгруппирования дифферента судна на нос, возникающего в конце грузового рейса, когда накопилось около половины размещенным в кормовых бункерах запасом топлива.

Если считать, что эксплуатационная скорость хода судна в трюзу при номинальной мощности ГТЗА 22 600 а. л. с. составляет ~ 15,8 узла, а суточный расход топлива 110 т, то запас топлива после рейса протяженностью 7600 морских миль уменьшится на 2200 т. Абсцисса

центра тяжести нарастающего топлива согласно чертежу общего расположения $x_2 = -85,7$ м, т. е. момент, дифференцирующий судно на нос после нарастающего 2200 т топлива, будет

$$M_{\text{нас}} = (-2200)(-85,7) = 10^6 \cdot 188,5 \text{ т} \cdot \text{м}.$$

Водоизмещение судна в это время составит примерно $D_1 = 140\,000 - 2200 = 137\,800$ т при осадке $T_1 = 15,03$ м. В первом приближении продольная метacentрический радиус

$$R_1 \approx \frac{z}{24(1,35 - 4)} \frac{L}{T_1} = \dots = \frac{1,468}{24 \cdot 0,81 \cdot 0,74} \frac{268}{15,03} \approx 348 \text{ м},$$

а продольная метacentрическая высота

$$h_1 = R_1 - (x_2 - x_1) \approx 348 \text{ м}.$$

Дифферент на нос (без приема балласта в кормовые балластные цистерны)

$$\varphi = \frac{M_{\text{нас}}}{D_1} \frac{1}{h_1} = \frac{188\,500}{137\,800} \frac{368}{348} \approx 1,06 \text{ м} \approx 0^\circ,22.$$

Поскольку дифферент ~ 1 м при 2200 т топлива, так как он приводит к увеличению начальной осадки носом, можно выровнять судно приемом балласта в кормовые балластные цистерны. Абиссиса, т. е. кормовых балластных цистерн $x_3, x_4, x_5 = -125,0$ м, а их суммарная вместимость составляет 1000 т. При их заполнении дополнительный дифференцирующий момент

$$(M_{\text{балл}})_{\text{корм}} = 1000(-125,0) = -10^6 \cdot 125 \text{ т} \cdot \text{м}.$$

Момент, дифференцирующий на нос после приема балласта,

$$10^6 \cdot 188,5 - 10^6 \cdot 125,0 = 10^6 \cdot 63,5 \text{ т} \cdot \text{м}.$$

Дифферент на нос (без топлива, но с балластом в корме)

$$\varphi = \frac{10^6 \cdot 63,5}{10^6 \cdot 188,5} 1,06 \approx 0,34 \text{ м}.$$

т. е. приемом балласта в корму можно ликвидировать чрезмерную осадку на нос танкера вследствие нарастающего ~ 2200 т топлива, размещенного в корме. Возможно, что в проекте паровые котлы перенесены в носовую часть машинно-котельного отделения именно с тем, чтобы оставить в корме большую кубатуру для размещения балластных отсеков. На танкере *Tokyo Maru* дополнительные балластные танки размещены по бортам машинно-котельного отделения.

Сопоставление элементов танкеров *Unifree Arabis* и проектного показывает, что основное внимание проектировщиками уделялось уменьшению длины между перпендикулярами при увеличении длины танковой части, высоты борта и кубатуры чисто балластных танков, причем целью этих мероприятий было сужение водоизмещения танкера порожнем.

В японском проекте представляются необоснованными: снижение мореходности танкера и скорости хода, а также отказ от дизельного привода в пользу турбинного.

Подводя итог рассмотрению построенных и строящихся за рубежом танкеров, можно установить общую тенденцию развития мирового танкеростроения — стремление к снижению удельных капиталовложений на 1 т строительного веса и эксплуатационных расходов, приходящихся на 1 т-милл транспортной продукции.

Пути, по которым идет для достижения этих целей современное судостроение, представляются в основном следующими:

1. Увеличение размеров судов, обеспечивающее развитие водных путей и портов; практика показывает, что дополнительные доходы, связанные с эксплуатацией судов, размеры которых превосходят допускемые существующими каналами и причалами, в короткое время окулают затраты на углубление и уширение каналов, на модернизацию портов.

2. Внедрение в практику проектирования научно-решающих механизмов, позволяющих точнее и быстрее выбрать оптимальный вариант главных размерений и архитектурно-конструктивного типа судна, упростить технологию постройки, избежать неопустимой вибрации и т. д.

3. Повышение гидродинамических характеристик судов благодаря применению бульбов, выкружек, подруливающих и тормозных устройств, успокоителей качки, соосных винтов и т. д.

4. Совершенствование силовых установок (турбинных и дизельных) с целью снижения веса, занимаемого места, стоимости постройки и эксплуатационных расходов при повышении надежности (например, путем агрегатного ремонта) и упрощения обслуживания (внедрением дистанционных и автоматических приводов); совершенствование судовых систем (в первую очередь, грузовой).

5. Внедрение в судостроение новых конструкционных и отделочных материалов (стали с повышенным сопротивлением, легких сплавов, пластика и т. д.).

6. Уменьшение численности экипажа.

Разумеется, перечисленные основные направления развития мирового судостроения характерны не только для танкеростроения; чтобы не отстать в своей области, проектировщик должен внимательно следить за достижениями в смежных областях.

1. Расчет элементов и скорости хода двигателя

Исходные данные: $D = 100000 \text{ м}$
 $T = 14,0 \text{ м}$
 $M_e = 28000 \text{ к.л.с.}$

№ п.п.	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения	1
1	2	3	4	5
1	Длина между пере- дним валом	$L = \sqrt{\frac{M}{\gamma} \frac{L}{B}}$	м	268,5
2	Ширина	$B = \sqrt{\frac{M}{\gamma} \frac{\pi}{L}}$	м	26,25
3	Отношение $\frac{b}{T}$	(2) 14,3		2,733
4	Размер булыга	$100 \frac{B}{\pi} \quad 150 \phi - 0,7 \phi$	%	φ
5	Удельный коэффициент объемной плотности	$\gamma_b = \gamma \left(1 - \frac{B}{250}\right)$		0,73
6	Освобождаемая скорость хода при маневре	$v_{\text{осв.}}$ (определяется методом по- блуждающих приближе- ний)	узлы	18,45
7	Относительная ско- рость	$\frac{v_{\text{осв.}}}{V_L}$		1,170
8	Коэффициент $C_{\text{дв.}}$ $C_{\text{дв.}}$	Рис. 34		505
9	Мощность РЭВ при $v_{\text{осв.}}$ (кВт)	$P_{\text{ЭВ}} = \frac{D^{0,64} \gamma_b v_{\text{осв.}}}{C_{\text{дв.}}}$	к. л. с.	32 500
10	Мощность ГТЗА	$M_e = \frac{P_{\text{ЭВ}}}{0,965}$	к. л. с.	~33 500
11	Снижение скорости хо- да в условиях экс- плуатации	Рис. 38, величина b	%	3,5
12	Эксплуатационная ско- рость хода в грузу	$v_b = \frac{100 - (11)b}{100} v_{\text{осв.}}$	узлы	17,80
13	То же, в балласте	$v_{\text{б.л.}} = v_b \cdot 1,15$	узлы	18,25

12. Усредненная весовая нагрузка и моменты

1	Высота борта	$H = \frac{L}{12,2}$	м	20,4
2	Квадратный модуль	$L(B + H)$	м ²	14 570
3	Кубический модуль	$L B H$	м ³	190 800

Базисные варианты одноименного танора

$$M = \frac{D}{1,08 \cdot T} = 6930 \text{ м}^3; \quad D^{0,86} = 158,5$$

Базисные варианты

II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\lambda_1 = 0,73$		$\lambda_2 = 0,76$			$\lambda_3 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = -6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13
253,2	258,1	248,6	247,4	251,25	239,0	242,6	246,3
37,65	37,10	37,48	38,92	38,396	36,78	36,21	36,76
2,69	2,65	2,68	~2,64	2,69	2,627	2,628	2,55
0	0	3	3	3	7,5	7,5	7,5
0,73	0,73	0,73	0,76	0,76	0,765	0,765	0,765
18,50	18,33	18,58	18,42	18,47	18,30	18,35	18,42
1,1645	1,1585	1,178	1,171	1,165	1,184	1,186	1,175
600,7	608,9	589,8	585	600,7	582,5	589,6	596
32 500	32 600	32 500	32 450	32 450	32 500	32 450	32 490
~33 000	~33 000	~33 000	~33 000	~33 000	~33 000	~33 000	~33 000
3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
17,65	17,50	17,73	17,77	17,82	17,66	17,74	17,78
19,00	19,05	18,88	18,92	18,97	18,81	18,89	18,93

рабочие варианты I кв. строительного меса

20,7	20,0	20,0	20,3	20,6	19,6	19,9	20,2
14 710	14 660	14 603	14 135	14 440	13 480	13 610	13 770
196 500	199 500	182 000	185 450	188 100	172 100	174 900	177 300

№ пп.	Величина	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения		
				1	
				$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,5$	
1	2	3	4	5	
4	Момент сопротивления миделя	Формула (32), рас. 42	мкс. м. см ²	285,0	
5	Минимальное значение момента сопротивления по Параллельному Вертяю	Формула (33), рас. 43	мкс. м. см ²	283,0	
6	Вес элементов металлического корпуса	$P_{кр} = \frac{6,840 \text{ или } (3)}{32 \cdot 0,006 \cdot 12,2}$	м	2 372	
7	Коэффициент обвода, учитывающий особенности конструкции танкера	Формула (56) $0,135 + \sum \Delta k$		0,1252	(Поправка)
8	$(0,125 + \sum \Delta k) \cdot \frac{279}{\sigma_T + 170}$	$2^{1/16} (L - 60) (B + H) (T/H)^{1/4}$	м	9 630	
9	Остаточные веса металлических корпус	$\sigma_1 (B^{1/16} - 0,4x) \approx 2,3 (B^{1/16} - 28)$	м	606	
10	Вес металлического корпуса	$P_{кр} (4) + A(10) = (4) \cdot (5) + (5)$	м	12 640	
11	Вес дельных вещей	$P_{дв} = 0,045 (2)$	м	220	
12	Вес ящика, образца, коробки, закрытой	$P_{ящ.} \text{ в м. в см.} = 0,05 (2)$	м	750	
13	Вес оборудования	$P_{обор} = 0,4 (B^{1/16} - 28)$	м	106	
14	Вес устройств	$P_{устр} = 0,048 (2)$	м	700	
15	Итого вес корпуса	$P_{кр} = \sum 10, 11, 12, 13, 14$	м	14 366	
16	Вес судовой систем	$\frac{17 \cdot 0,4 \text{ м}}{0,82 \cdot 0} [(2)^{1/16} - 200] + \frac{17 \cdot 8000}{32 \cdot 0,006} [(2)^{1/16} - 200]$	м	636	
17	Вес машинной установки	Формула (52) $2,7 \left(1 + \frac{3 \cdot B}{15}\right) 33 \cdot 000^{1/16}$	м	1 435	
18	Вес электрооборудования силового тока	Формула (53) $0,12 \cdot 33 \cdot 000^{1/16} - 5 \cdot \frac{(2)}{1000}$	м	200	

Валевые варианты							
I	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\beta_0 = 0,73$		$\beta_0 = 0,76$			$\beta_0 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{H}\right)_1 = 6,7$	$\left(\frac{L}{H}\right)_2 = 6,9$	$\left(\frac{L}{H}\right)_1 = 6,5$	$\left(\frac{L}{H}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{H}\right)_3 = 6,9$	$\left(\frac{L}{H}\right)_2 = 6,5$	$\left(\frac{L}{H}\right)_3 = 6,7$	$\left(\frac{L}{H}\right)_4 = 6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13
290,1	294,7	280,1	283,6	289,0	275,0	279,0	283,4
289,0	294,4	285,0	271,0	275,5	248,9	254,0	259,2
2 407	2 445	2 324	2 352	2 307	2 280	2 315	2 350
0,1252	0,1262	0,1252	0,1252	0,1252	0,1252	0,1252	0,1252

только учетом уменьшения числа точек $\Delta \beta_0 = -0,0153$; значение лосового буфера и задерживающего устройства $\Delta \beta_0 = 0,0033$

9 810	10 020	9 210	9 500	9 705	8 980	9 180	9 390
585	585	594	580	570	577	565	579
12 810	13 050	12 290	12 430	12 670	11 835	12 080	12 270
290	290	210	210	215	200	208	205
735	745	700	710	720	670	680	690
105	105	100	100	100	95	95	95
705	715	670	680	695	645	655	670
14 575	14 835	13 910	14 130	14 400	13 445	13 695	13 900
640	645	605	615	625	585	590	595
1 390	1 375	1 420	1 465	1 500	1 440	1 425	1 410
200	200	195	193	195	190	190	190

№ п/п	Величина	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения	1	
				$\left(\frac{L}{B}\right)_1 \sim 6,5$	
1	2	3	4	5	
19	Вес оборудования, связи и управления	Формула (70) $\frac{460}{B \cdot 100\,000}$	м	25	
20	Запас водопитания	$\sim 1,5\% D_{стр}$	м	350	
21	Строительный вес	$D_{стр}$	м	16000	
22	Масса груза	Формулы (71) и (72)	м	530	
23	Водопитательные коромысла	$D_{вод}$	м	17400	
24	Деревят	$D^*F = 100\,000 - (22)$	м	85000	
25	Работоспособность 1 м строительного веса	$\frac{D^*F v_2}{D_{стр}}$	$\frac{\text{м} \cdot \text{год}}{\text{м}}$	87,1	
26	Годовая работоспособность 1 м строительного веса	$\frac{Q_{сод}}{D_{стр}} = \frac{(19,7)}{(21)}$	$\frac{\text{м} \cdot \text{год}}{\text{м}}$	32,56	

III. Состав

1	Запас котельного топлива на круговой рейс 2х,5000 миль	$10^{-3} \left(1,49 \cdot 0,285 \frac{28\,000 - 3600}{v_2} + 3,2 \cdot 60\,000 \right) = \frac{11\,500}{v_2} \sim 350$	$\frac{\text{м}}{\text{круг-рейс}}$	6 730	
2	Запас котельной котельной воды и масла	$\sim 10^{-3} \cdot 8 \cdot 30\,000 \cdot \frac{D^*F^2}{8} + (-0,025 (1))$	$\frac{\text{м}}{\text{круг-рейс}}$	750	
3	Вес снабжения	$\sim 0,2 \sqrt{D^*} = 3$	$\frac{\text{м}}{\text{круг-рейс}}$	330	
4	Вес экипажа (38 чел. + 12 пассажиров), продовольствия и пресной воды	$10^{-3} \cdot 70 \left(2,9 \frac{5000}{v_2} + 305 \right)$	$\frac{\text{м}}{\text{круг-рейс}}$	130	
5	Сумма	$(1) + (2) + (3) + (4)$	$\frac{\text{м}}{\text{круг-рейс}}$	7 940	
6	Полезная грузоподъемность	$P_{гп} \sim D^*F - (5)$	м	74 670	

Важные варианты							
II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\lambda_1 = 0,73$		$\lambda_2 = 0,76$			$\lambda_3 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,3$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13
25	26	25	26	25	25	25	25
250	250	235	240	240	225	225	246
17 060	17 330	16 335	16 610	16 880	15 910	16 130	16 409
549	530	529	530	540	500	509	520
17 620	17 880	16 910	17 140	17 420	16 410	16 660	16 920
82 340	82 120	83 090	82 860	82 580	83 590	83 340	83 080
66,1	64,8	66,6	66,6	67,2	62,7	61,5	60,1
32,17	31,82	33,60	33,11	32,63	34,70	34,25	33,66

Лодка

6 710	6 690	6 730	6 720	6 730	6 780	6 700	6 670
750	750	750	750	750	750	750	750
320	320	320	320	320	320	320	320
130	130	130	130	130	130	130	130
7 510	7 490	7 550	7 530	7 530	7 580	7 500	7 470
74 470	74 230	75 140	74 940	74 650	75 610	75 480	75 310

№ п/п	Величина	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения	1	
				$\left(\frac{L}{B}\right)_2$	$\approx 6,5$
1	2	3	4	5	

IV. Годовая

1	Эксплуатационный вес	325	$\frac{\text{сумма}}{\text{год}}$	325	
2	Продолжительность хода в густу	$\frac{1}{24} \left(\frac{R}{v_0} + 4 \right)$	$\frac{\text{сумма}}{\text{рейс}}$	31,34	
3	Продолжительность хода в балласте	$\frac{1}{24} \left(\frac{R}{v_0} + 4 \right)$	$\frac{\text{сумма}}{\text{рейс}}$	19,62	
4	Продолжительность стоянок	$Z_{\text{приб}} = 40 \text{ час.}$ $Z_{\text{об}} = 12 \text{ час.}$ $Z_{\text{вспом}} = 20 \text{ час.}$	$\frac{\text{сумма}}{\text{рейс}}$	3,00	
5	Продолжительность кругового рейса	$(2) + (3) + (4)$	$\frac{\text{сумма}}{\text{рейс}}$	44,10	
6	Число круговых рейсов в год	$K_{\text{год}} = \frac{(1)}{(5)}$	$\frac{\text{круг. рейс}}{\text{год}}$	7,36	
7	Годовая производительность	$Q_{\text{год}} = \frac{K_{\text{год}} P_{\text{ГР}}}{1000}$	$\frac{\text{тыс. т}}{\text{год}}$	549,5	

V. Перевозочные средства

1	Общие вспомогательные работы	$S_1 = 0,009 Q_{\text{ГР}} + 50,4$	тыс. руб	214,4	
2	Общие производственные работы	$S_2 = 0,0051 Q_{\text{ГР}} + 20,4$	тыс. руб	111,5	
3	Корпус (сложности), оснащенный в 12% удорожанием в связи с применением высокопрочной стали	$S_3 = 0,340 P_{\text{КР}} + 280$	тыс. руб	2660,0	
4	Оборудование	$S_4 = 0,56 P_{\text{вспр}}$	тыс. руб	59,9	
5	Судовые устройства	$S_5 = 0,85 P_{\text{вспр}}$	тыс. руб	595,9	
6	Судовые системы, оснащенные в 12% сложностью автоматизации	$S_6 = 1,85 P_{\text{СД}}$	тыс. руб	1161,0	
7	Машинная установка	$S_7 = \left(\frac{476}{K_{\text{с}}} + 0,76 \right) P_{\text{Мш}}$	тыс. руб	1116,0	
8	Защитнооборудование сигнального тона	$S_8 = 1,29 P_{\text{Зт}}$	тыс. руб	558,0	
9	Навигационное и радиоборудование	$S_9 = 350$	тыс. руб	350,0	

Базисные варианты								
II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	
$\xi_0 = 0,73$		$\xi_0 = 0,75$				$\xi_0 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{B}\right)_2 - 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 - 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 - 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_{11} - 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_5 - 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 - 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 - 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 - 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4 - 6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13	

производительность

325	325	325	325	325	325	325	325
21,18	21,12	21,32	21,29	21,31	21,41	21,31	21,27
19,89	19,85	20,00	20,00	19,94	20,11	20,03	20,00
3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
44,07	43,97	44,35	44,29	44,35	44,52	44,34	44,27
7,38	7,43	7,33	7,34	7,36	7,39	7,33	7,34
549,7	551,6	550,5	550,0	549,5	552,0	552,6	552,0

стоимость одного серийного танкера

316,7	319,5	309,2	311,6	314,6	304,9	306,4	309,3
112,6	114,9	108,9	110,1	111,5	106,3	60,9	109,9
3430,0	3490,0	3390,0	3440,0	3505,0	3190,0	3290,0	3300,0
59,0	59,0	58,0	58,0	58,0	53,9	53,0	53,0
599,0	608,0	570,9	578,0	581,0	548,9	557,0	570,0
1171,0	1180,0	1107,9	1125,0	1143,0	1070,0	1080,0	1099,0
1894,0	1922,0	1837,9	1816,0	1804,0	1643,0	1632,0	1629,0
258,0	258,0	253,0	252,0	253,0	245,0	245,0	245,0
350,0	360,0	353,0	350,0	350,0	350,0	350,0	350,0

№ пп.	Величина	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения	1	
				$\left(\frac{L}{B}\right)_1$	6,5
1	2	3	4	5	
10	Нормативные расходы	$S_{10} = 200$	тыс. руб		200,0
11	Сопоставимые расходы	$S_{11} = \left(0,053 - \frac{75}{D_{\text{гир}}}\right) D_{\text{гир}}$	тыс. руб		819,0
12	Заводская стоимость танкера	$\sum S_{1+11}$	тыс. руб		8204,0
13	Отпускная цена серийного танкера (переставки)	1,04(12)	тыс. руб		8535,0
14	Отпускная цена 1 м декейта	$1000 \frac{(13)}{D^2}$	$\frac{\text{руб}}{\text{м}^2/\text{дека}}$		104,0
15	Капиталоотъем на 1 м/год грузоперевозки	$\frac{(13)}{TV(7)}$	$\frac{\text{руб.}}{\text{м}^2/\text{год}}$		15,64

VI. Расчеты эксплуатационных расходов, годовых

1	Ежегодные отчисления, % от отпускной стоимости	Капитальные ремонты 3,0% Восстановление 4,5% Текущие и средние ремонты 1,65% Слабые 0,5%	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	829,5	
2	Стоимость топлива (серийный танкер), включая расходы на доставку $\left(\frac{18,5}{1} + 1,45 - 20,9 \frac{\text{руб}}{\text{т}}\right)$	$III(1) \cdot IV(2) \cdot 20,9 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	1035,0	
3	Стоимость масла и т. д.	0,00(3)	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	20,7	
4	Содержание экипажа	$10^{-3} \cdot 54 \cdot 7,8 \cdot 365$	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	165,0	
5	Суточные сборы, навигационные и организационные расходы	$\sim 1,3 - \frac{P_{\text{го}}}{1000} \cdot 2,5$	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	58,0	
6	Накладные расходы	$\sim 0,25 \cdot 4$	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	41,8	
7	Итого, годовые эксплуатационные расходы	$\sum A_{1+6}$	$\frac{\text{тыс. руб}}{\text{год}}$	2190	

Базисные варианты							
II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\varepsilon_0 = 0,73$		$\varepsilon_0 = 0,76$			$\varepsilon_0 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 4,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_4 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_5 = 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13
200,0	298,0	200,0	298,0	200,0	200,0	298,0	200,0
838,0	844,0	794,0	805,0	828,0	768,0	781,0	794,0
8330,0	8418,0	8264,0	8144,0	8237,0	7877,0	7942,0	8039,0
8660,0	8750,0	8965,0	8470,0	8545,0	8190,0	8280,0	8360,0
105,1	106,5	100,9	102,2	100,7	98,0	99,4	100,6
15,73	15,87	15,33	15,40	15,54	14,83	14,97	15,14

Лодовая и другие экономические расчеты

806,0	844,7	809,3	817,5	826,7	790,4	799,3	806,7
1025,0	1033,0	1024,0	1031,0	1035,0	1024,0	1028,0	1023,0
20,7	20,8	20,7	20,6	20,7	20,7	20,5	20,4
165,0	165,0	165,0	165,0	165,0	165,0	165,0	165,0
98,0	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
41,3	41,5	41,0	41,9	41,8	41,0	41,2	41,9
2196	2209	2168	2174	2187	2150	2180	2155

№ п/п.	Величина	Расчетная формула или способ определения	Единица измерения	1	
				$\left(\frac{L}{B}\right)_L$	6,5
1	2	3	4	5	
8	Себестоимость 1 т-аума грузоперевозки	$\frac{\sum A}{Q_{\text{гуд}} R}$	$\frac{\text{руб}}{\text{т-аума}}$	6,0443	
9	Годовой доход в большем каботаже при ТС = 11,57 руб/т-аума	$D = 10^{-3} Q_{\text{гуд}} 11,57$	$\frac{\text{млн. руб}}{\text{год}}$	6326	
10	Чистая прибыль (в большем каботаже)	$P_p = D - \sum A$	$\frac{\text{млн. руб}}{\text{год}}$	4166	
11	Срок окупаемости основного капиталовложения	$T = \frac{V(11)}{(P)}$	годы	2,06	
12	Полный доход на капиталооборот при экспортно-импортных перевозках (при тарифе 12,38 руб/т-аума)	$B = 10^{-3} Q_{\text{гуд}} 12,38$	$\frac{\text{млн. млн. руб}}{\text{год}}$	6802	

Основные варианты							
II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\lambda_1 = 0,73$		$\lambda_2 = 0,76$			$\lambda_3 = 0,79$		
$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,9$	$\left(\frac{L}{B}\right)_1 = 6,5$	$\left(\frac{L}{B}\right)_2 = 6,7$	$\left(\frac{L}{B}\right)_3 = 6,9$
6	7	8	9	10	11	12	13
0,0444	0,0445	0,0437	0,04385	0,04402	0,0433	0,0432	0,0434
6337	6330	6367	6361	6356	6382	6380	6382
4195	4171	4199	4187	4189	4233	4241	4227
2,08	2,10	2,00	2,02	2,035	1,935	1,95	1,98
6804	6802	6809	6813	6802	6804	6843	6834

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От автора	3
Основные условные обозначения	5
Предисловие	7
Глава I. Основные эксплуатационные характеристики и архитектурно-строительный тип танкера	11
§ 1. Основные типы проектирования	—
§ 2. Архитектурно-строительный тип современных танкеров	12
§ 3. Выбор материалов и определение декарбита	17
§ 4. Тип силовой установки и число винтов	21
§ 5. Выбор материала для основного корпуса	25
§ 6. Выбор скорости хода на испытании. Критерии экономической эффективности танкеров	30
§ 7. Выбор мощности главных и балластных танков и расстояний между продольными переборками	40
§ 8. Количество и расположение главных насосов отливной	52
§ 9. Количество и характер надстроек	54
§ 10. Характер палубной деки (сложность палуб, поперь, борта)	70
Глава II. Определение водоизмещения, длины и чистой грузоподъемности в стадии предварительного проектирования	57
§ 11. Водоизмещение, длина, чистая грузоподъемность	—
§ 12. Определение в первом приближении длины	58
§ 13. Определение в первом приближении водоизмещения и коэффициента декарбита	61
Глава III. Длина танкера	63
§ 14. Графики и номограммы для приближенного определения длины танкера	—
§ 15. Характеристики работоспособности судна. Трансверсальный момент	65
§ 16. Графики и номограммы длины	69
§ 17. Методы быстрого определения в первом приближении длины танкера	71
§ 18. Скорость хода судов в условиях эксплуатации	77
§ 19. Графики и номограммы для определения эксплуатационной скорости хода танкера	80
§ 20. Влияние носового булбуса на скорость хода	82
Глава IV. Главные размеры танкера	85
§ 21. Относительные размеры, коэффициенты формы и соотношения главных размеров	86
§ 22. Осадка	90
§ 23. Палуба и шверты	92
§ 24. Коэффициент обшивки палубы	94
§ 25. Коэффициенты высоты киля-нондрета, продольной и поперечной палубы	95
§ 26. Высота борта. Пример расчета высоты борта танкера	103
Глава V. Веса и нагрузки танкера	112
§ 27. Оценка влияния в весовой нагрузке	—
§ 28. Влияние водоизмещения	113
§ 29. Разброс водоизмещения судна кораблей	114
§ 30. Примеры нагрузок танкера (водоизмещение портовом)	118
Глава VI. Примеры для предварительного расчета весовой нагрузки танкера. Водоизмещение портовом	123
§ 31. Металлический корпус с водоизмещением и фундаментом (Kr AI и AII)	—

§ 32. Другие веса, скользящие в вес кортуса	133
§ 33. Системы (СГ)	—
§ 34. Математическое уравнение (Мн)	134
§ 35. Прочие веса	136
Глава VII. Материалы для предварительного расчета весовой нагрузки танкера. Делайт	138
§ 36. Судоходная, связанная с прочими (Сн)	—
§ 37. Жидкий балласт. Значения тоннажа, воды и масла. Переносимый груз	139
Глава VIII. Распределение объемов и длин на танкерах	142
§ 38. Грузоподъемность танкера и условно-погрузочный объем	—
§ 39. Максимальная длина танковой части и максимальный коэффициент удлинения длины	143
§ 40. Действительная длина танковой части	146
§ 41. Коэффициент удлинения кубического модуля	149
§ 42. Разбивка длины судна на отсеки	150
§ 43. Пример расчета распределения длин и объемов танкера	—
§ 44. Зонды отсеков	152
Глава IX. Униформировка танкера	157
§ 45. Расчетные случаи загрузки	—
§ 46. Роль расчетов униформировки для контроля приемлемости принятия в проект решений	158
§ 47. Последовательность расчетов униформировки	—
§ 48. Дифференциальное плечо и дифференциальный момент	162
§ 49. Анализ расчетов униформировки. Случай первого груза одного сорта	—
§ 50. Униформировка танкера в балластном портоземе	166
§ 51. Определенное дифференцирование в осевом моменте и верней	—
Глава X. Эксплуатационно-технические и экономические показатели работы танкеров	168
§ 52. Исходные данные для расчета показателей	—
§ 53. Структурная стоимость	169
§ 54. Эксплуатационные расходы	172
§ 55. Доходы	177
§ 56. Экономические показатели работы танкеров	179
§ 57. Показатели эксплуатационно-технической эффективности танкера	182
Глава XI. Учет требований экономики при выборе главных размеров танкера и построении комплексного графика элементов и показателей комплексных вариантов	185
§ 58. Влияние выбора главных размеров танкера на его технико-экономические показатели	—
§ 59. Выбор единичными переменными и последовательность расчетов	190
§ 60. Построение комплексного графика	196
§ 61. Выбор решения из комплексного графика оптимальных условий	198
§ 62. Обоснование выбора главных размеров танкера	198
Глава XII. Примеры построения танкеров	207
§ 63. Дизельный танкер <i>Alameda</i> из легкого судна	—
§ 64. Дизельный танкер <i>Alameda</i> дейдвейтом 42 000 т	209
§ 65. Дизельный танкер <i>Alora de Rialto</i> дейдвейтом 50 000 т	213
§ 66. Турбинные танкеры <i>British Marine</i> дейдвейтом 71 000 т и <i>Alstom</i> дейдвейтом 72 000 т	216
§ 67. Дизельный танкер <i>Bozar</i> дейдвейтом 80 000 т	222
§ 68. Дизельный танкер <i>Carlo Cappel</i> дейдвейтом 91 000 т	226
§ 69. Турбинные танкеры <i>Nicola Moro</i> дейдвейтом 112 000 т и <i>Tokyo Maru</i> дейдвейтом 150 000 т	231
§ 70. Японский проект стандартного экономичного танкера дейдвейтом 116 000 т	236
Приложение	244
Литература	245