

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОНСТРУКЦИЙ
КОРПУСА
МОРСКИХ
СУДОВ**

Часть 2

**НАГРУЗКИ НА КОРПУС СУДНА
НА НЕРЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ.
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ
КОРПУСА**

Рекомендовано Министерством высшего и среднего
специального образования СССР для использования
в учебном процессе в кораблестроительных вузах

У5119/53



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«СУДОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАД
1977

В книге рассмотрены волновые нагрузки, действующие на корпус морского судна на нерегулярном волнении и влияющие его общий изгиб и кручение, нагрузки от slamming и от теплового взаимодействия окружающей среды. Обсуждаются волновые нагрузки обеспечения общей прочности и жесткости судового корпуса.

Учебное пособие, первое изд. которого вышло в 1976 г., написано в соответствии с программой курса «Конструирование корпуса морских судов».

Книга предназначена для студентов кораблестроительных вузов и факультетов, инженеров, сотрудников научно-исследовательских институтов и конструкторского бюро.

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Г. Б. БОНЧОВ,
д-р техн. наук, проф. В. В. КОЗЛЯКОВ

Научный редактор

канд. техн. наук Ф. Г. КАНДЕЛЬ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	6
Раздел 1. Волновые нагрузки на корпус судна, действующие на нерегулярном морском волнении	
Глава 1. Основные понятия вероятностных методов	12
§ 1. Случайные величин, случайные процессы и их характеристики	—
§ 2. Преобразование случайного процесса динамической системы	19
Глава 2. Вероятностные характеристики морского волнения	21
§ 3. Общие сведения нерегулярного морского волнения	—
§ 4. Статистические характеристики аддитивных волновых спектров	27
§ 5. Спектр стационарного волнения	41
§ 6. Периодичность волнения. Экспериментальные методы	63
Глава 3. Оценка характеристик волновых нагрузок	59
§ 7. Нагрузки на стационарном волнении	—
§ 8. Долговременное распределение волновых нагрузок	70
§ 9. Суммирование волновых нагрузок	72
Глава 4. Вертикальный изгибающий момент	76
§ 10. Статистические характеристики на стационарном волнении	—
§ 11. Экспериментальное определение стандарта волнового вертикального изгибающего момента	81
§ 12. Долговременное распределение волнового вертикального изгибающего момента в заданном сечении судна	86
Глава 5. Результаты замеров волновых нагрузок на судах в натурных условиях	95
§ 13. Равные замеры	99
§ 14. Испытания на судне «Буши Велке»	110

§ 15.	Долговременные замеры на опытных судах	114
§ 16.	Результаты измерений на шведских судах	124
§ 17.	Замеры на американских судах	130
§ 18.	Практические оценки возможных нагрузок	133
Глава 4.	Кручение корпуса судна	154
§ 19.	Кручение корпуса судна на тихой воде и на волнении	—
§ 20.	Состояние кручения корпусов судна с большими нагрузками	164
§ 21.	Приближенные формулы для определения крутящих моментов на прямоугольном валушке	172
Раздел 2.	САЖИВ И ВОЛНОВАЯ ПОПРАВКА	
Глава 7.	Сажив	179
§ 22.	Общая характеристика движимого и берового сажива	—
§ 23.	Изучение сажива на моделях	188
§ 24.	Определение статистических характеристик движимого сажива	195
§ 25.	Формы движива	203
§ 26.	Ударные изгибающие моменты	204
§ 27.	Расчетные оценки ударных изгибающих моментов	240
Глава 8.	Волновая нагрузка	247
§ 28.	Напряжения волновой нагрузки	—
§ 29.	Оценки нагрузок, вызываемой волновой нагрузкой	259
Раздел 3.	ТЕПЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОРПУСА СУДА	
Глава 9.	Температурные напряжения	261
§ 30.	Общая характеристика температурных условий	—
§ 31.	Аналитическое определение температурных напряжений в продольных сечениях корпуса судна	262
§ 32.	Данные замеров и расчеты температурных напряжений	265
Раздел 4.	ПРАКТИЧЕСКОЕ ОБЪЯСНЕНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ КОРПУСА СУДА	
Глава 10.	Корпус судна как изгибаемая балка	272
§ 33.	Общая характеристика конструкции корпуса	—
§ 34.	Определение нормальных напряжений при общей изгибе корпуса судна	274
§ 35.	Экспериментальная проверка распределения напряжений в корпусе судна при его изгибе	279
§ 36.	Продольные связи корпуса. Эшелонированный брус	286
§ 37.	Момент сопротивления сечению балки составного профиля	288

§ 38.	Момент сопротивления сечению эшелонированного бруса	293
§ 39.	Влияние деревянного палубного настила на общую прочность корпуса	311
§ 40.	Вертикальный изгиб корпуса наклоненного судна	314
У Глава 11.	Обеспечение общей прочности корпуса судна	316
§ 41.	Общая теория проектирования корпусов клеевых конструкций	—
§ 42.	Роль Према построения судна и обеспечения надежности судового корпуса	342
§ 43.	Смещения общей прочности судна	353
§ 44.	Обеспечение общей прочности корпуса по критерию прочности	364
	Указатель литературы	413

При проектировании конструкций морских транспортных судов одной из основных задач является определение размеров продольных связей корпуса, обеспечивающих надежность и экономичность его эксплуатации в течение всего срока службы. Обоснованный выбор этих размеров зависит от правильности учета волнения, характера напряженного состояния, непосредственно связанного с качеством проектирования и изготовления конструкций, прогнозирования механического и коррозионного износа, выбора допустимых напряжений и пр.

Еще 20 лет назад задача об определении продольных связей корпуса в практике морского транспортного судостроения решалась эмпирически, без полного учета вероятностных закономерностей морского нерегулярного волнения, а в значительной степени определяющих силовые воздействия на судно. При этом необходимейший наименьший момент сопротивления эквивалентного бруса вычисляли только в зависимости от наибольшего значения вертикального изгибающего момента при статической постановке судна на расчетную волну, пользуясь значениями допустимых напряжений, которые признавались безопасными. При этом расчеты волновых нагрузок не соответствовали реальной картине нагружения корпуса судна, так как не учитывала их динамики движения судна на волнении, не гидродинамического характера волновых силовых воздействий, ни особенностей нерегулярного волнения. В расчетах в полном виде не учитывались также напряжения от горизонтального изгиба и кручения корпуса, от ударных импульсов при сближении и от судовой вибрации, от местных нагрузок и температурных градиентов, а также неизбежная в корабельных конструкциях концентрация напряжений.

Условность расчета обуславливалась еще и тем, что в корпусе судна напряжения от внешних нагрузок накладываются на весьма сложную и в значительной степени неопределенную картину остаточных напряжений, возникающих при технологиче-

ских процессах обработки материала, сборки и сварки конструкций. Тем не менее такой расчет в прошлом широко применялся для сопоставительной оценки прочности судов, мало отличался по общему устройству, конструктивному типу и размерам. По-видимому, в известной мере было справедливым предположение о том, что не учитываемые в таком расчете силовые воздействия либо компенсируются пропорционально расчетному изгибающему моменту, либо, в отдельных случаях, взаимно уравновешиваются.

Однако для судов новых конструктивных типов (контейнеровозов, судов с горизонтальной загрузкой накатом и др.), а также крупных судов (судов для навалочных грузов и особенно танкеров) или имеющих повышенную скорость, при проектировании конструкций корпусов которых требовалась значительная экстраполяция за пределы накопленного опыта, прежняя условная методика уже не могла успешно применяться.

В связи с этим с начала 60-х годов стали разрабатываться новые методы расчета прочности, более полно учитывающие многообразие особенностей судов и условий их эксплуатации. Внедрению новых методов способствовало то обстоятельство, что к этому времени в океанографии были разработаны способы описания нерегулярного волнения как случайного процесса, и его статистические характеристики начали интенсивно накапливать и систематизировать.

При допущении, что корпус судна является линейной динамической системой, на которую действует морское нерегулярное волнение — стационарный случайный процесс, реакция корпуса на волнение будет представлять собой тоже стационарные случайные процессы. К таким реакциям относятся качка судна, силы инерции его масс, волновые изгибающие и крутящие моменты, терзательные силы, давление воды на корпус судна, напряжения и деформации от всех этих силовых воздействий. Для каждой такой реакции при известном законе распределения ее амплитуд можно установить связь между значением амплитуды и вероятностью ее появления или превышения.

Таким образом, представляется возможным определить величину, характеризующую воздействие нерегулярного морского волнения на конструкции судового корпуса, с любой заданной степенью риска их превышения при фиксированной интенсивности волнения, соответствующей участку моря. Получаемый кратковременный промах относится только к одной интенсивности волнения на конкретной акватории. Законы математической статистики позволяют устанавливать и долговременные промахи, относящиеся ко всему сроку службы судна, если известно, какую часть этого срока судно находится на том или ином участке моря при той или иной интенсивности волнения. Это, однако, требует знания повторяемости морского волнения на различных участках моря в различные периоды года.

В настоящей книге рассматриваются современные статистические методы определения силовых воздействий морского волнения на корпус судна. При этом главное внимание уделяется нахождению расчетного вертикального изгибающего момента со степенью риска его превышения, приемлемой для настоящего времени. Такая направленность изложения обусловлена тем, что в практических расчетах общей прочности корпуса таких морских судов еще ограничиваются учетом в явном виде лишь наибольших усилий от вертикального изгиба на волнении и на тихой воде, считая эти усилия главными и наиболее надежно определяемыми современными статистическими методами. Условность такого расчета существенно меньше условности расчета, основанного на статической постановке судна на регулярную волну. Но получаемые наибольшие напряжения оказываются лишь номинальными, их соотношение с уровнем действительных физических напряжений остается неизвестным. Уже одно это обстоятельство приводит к необходимости вводить некоторый коэффициент запаса, больший единицы. Уменьшением коэффициента запаса на номинальные напряжения учитывают сложность и недостаточную определенность напряженного состояния корпусных конструкций.

Напомним, что сам по себе уровень напряжений не характеризует полностью надежность корпусных конструкций, которая в значительной степени зависит также от свойств материала и качества их проектирования и изготовления. Так, основной материал корпуса (листовая, профилированная и сортовая сталь) должен удовлетворять требованиям Правил постройки судов классификационных обществ как в общем методам производства стали, так и к ее химическому составу, механическим, пластическим, вязкостным свойствам и термической обработке. Отметим, что при одних и тех же значениях предела текучести и временного сопротивления судостроительные стали различаются по вязкости (чувствительности к надрезам). Продольные связи корпуса, в которых действуют наибольшие растягивающие напряжения на морском волнении, должны изготавливаться из стали, имеющей повышенную вязкость и обладающей свойством задерживать распространение трещин, возникающих при низкой температуре. Сами из этой стали могут считаться барьерами для распространения трещин.

Требования к вязкости в надрезе для судостроительной стали были введены в начале 60-х годов после печального опыта постройки во время второй мировой войны сварных судов из сталей с низкой вязкостью, на которых возникло много хрупких трещин, приводивших в отдельных случаях к хрупким разрывам продольных связей корпуса и к гибели судна. Однако не только вязкость сталей, но и качество проектирования и изготовления конструкций этих судов, особенно сварки, было ниже обычного (большое количество дефектов сварных швов, в том числе непро-

варов, подрезов, грубых неровностей поверхности швов, незакрытых кратеров, остаточная гофрировка дна и высокие остаточные напряжения).

Наиболее распространенным видом повреждения корпусных конструкций являются усталостные трещины, возникающие в местах концентрации напряжений — либо конструктивной, связанной с нарушением непрерывности продольных связей, либо технологической, обусловленной дефектами сборки и сварки. Особенно опасны места близкого расположения конструктивных и технологических концентраторов напряжений. Количество и размеры сварочных дефектов зависят от вида сварки (ручной, полуавтоматическая, автоматическая), от доступности стыков для сварки и от расположения швов в пространстве (нижний, горизонтальный, вертикальный, поперечный). Наименьшее количество дефектов обычно имеют швы при автоматической сварке, наибольшее — при ручной, качество нижних швов ниже, а поперечных ниже. Следовательно, для повышения надежности конструкций при ее проектировании необходимо заботиться о снижении значений коэффициентов технологической концентрации напряжений, предусматривая более широкое применение автоматической сварки, сварки швов в нижнем положении и в наиболее доступных местах. Швы должны быть достаточно удалены друг от друга и от возможных конструктивных концентраторов напряжений.

Так как в сварных швах всегда могут оказаться дефекты, способные вызвать остаточные сварочные напряжения и деформации конструкций, то в целом качество сварной конструкции тем лучше, чем меньше протяженность швов. Следовательно, целесообразно выбирать возможно большие габариты (особенно ширины) листов судового обшивки и расстояния между балками набора перекрытий корпуса.

При проектировании судовых конструкций необходимо обеспечивать также достаточную вибрационную стойкость листовых панелей судовых перекрытий, поэтому нельзя допускать повышения на перекрытиях жестких опорных точек и следует так выбирать жесткость панелей, чтобы они не подвергались резонансной вибрации.

Перечень требований к качеству изготовления конструкций далеко не полный и может быть продолжен. В частности, очень многое определяется качеством судостроительных работ. Сталь не должна подвергаться перегреву; изгиб ее может происходить только при надлежащих условиях нагрева, но не при температуре 165—370°C, так как в этом интервале деформированная сталь производит неблагоприятное воздействие на ее хрупкую прочность (вязкость). Прожженный материал необходимо браковать.

При сборке элементов конструкций не должны допускаться сколько-нибудь значительная разнородность, вызывающая дополнительные местные изгибы, а при подгонке деталей нельзя

использовать методы, приводящие к значительным остаточным напряжениям. Отказав и механическая обработка кромок листов вызывает охрупчивание материала в районе обреза, вследствие чего при сравнительно низких температурах значительно уменьшаются разрывное усилие и энергия разрушения материала. Поэтому все свободные кромок листов требуется тщательно сглаживать, а в случае ручной огневой резки перед сглаживанием надо спланировать первый слой охрупченной кромок. Это относится к свободным крокам вырезов и палубных листах и в стенках балок, к крокам полок и фланцев составных балок, к крокам книц и бракет; особенно тщательно должна быть сглажена верхняя кромка шпартрека.

Во избежание трещин в ранее наплавленном материале заделываемость сварки должна быть такой, чтобы сварочные части могли свободно сжиматься. Временные крепежные детали при сборке должны применяться в минимальном количестве, а их прихватку и приварку надо выполнять таким образом, чтобы в материале элементов конструкции не образовались подрезы, трещины и другие недопустимые пороки. Качество сварных швов зависит, конечно, и от квалификации сварщиков. Наконец, необходим постоянный тщательный контроль за качеством сварочных работ непосредственно в процессе их выполнения.

На прочность стальных конструкций может оказывать также существенное влияние механический и коррозионный износ. В японских Правилах требуется учитывать запас на износ в толщинах продольных связей корпуса судна, равный 2 и 3 мм соответственно для судогрузных судов и танкеров, что составляет около 25% номинальной толщины — для сравнительно небольших судов и около 10% — для больших. В других Правилах запас на износ предусматривается лишь в косвенном виде: путем соответствующего изменения допускаемых напряжений. Поскольку фактический износ зависит от средств противокоррозионной защиты, то контроль за его состоянием во время эксплуатации судна является важным фактором обеспечения надежности судовых конструкций.

Из сказанного можно видеть, от какого большого числа разнообразных факторов зависит надежность корпуса и как трудно ее практически обеспечить. Учет этих факторов позволяет более правильно оценивать действительную роль расчетных и допускаемых напряжений в условиях расчетов прочности корпусов морских судов. В допускаемые напряжения вводят эмпирические коэффициенты запаса по отношению к опасным значениям напряжений. Значения коэффициентов тесно связаны с требованиями Правил классификационных обществ к конструктивной форме, оформлению основных связей и узлов и к технологиям постройки судна. Необходимо подчеркнуть, что изменения в значениях коэффициентов запаса вносят с большой осторожностью,

в область применимости выбранных коэффициентов запаса (а вместе с ними — допускаемых напряжений, а также методики расчета действующих напряжений), как правило, ограничиваются судами традиционных архитектурно-конструктивных типов и размерений с полными условиями плавания. Экстраполяция за границы этой области возможна лишь в сравнительно небольших пределах.

Равенство расчетных напряжений допускаемым как условие обеспечения прочности корпуса принимается в настоящее время всеми классификационными обществами. При рассмотрении вопроса о критериях безопасности работы корпуса при эксплуатации судов в Десктом комитете Третьего Международного конгресса по конструкции судов (1967) была принята правильная практика классификационных учреждений, которые пользуются в качестве критерия надежности уровнем допускаемых напряжений при расчете эквивалентного бруса в упругой области.

Из сказанного являя с ограниченностью критерия допускаемых напряжений. Чтобы преодолеть ее, необходимо раскрыть всемерность, заключенную в оценке прочности и надежности судового корпуса. Это прежде всего вопрос о том, относительно какого опасного состояния следует определять коэффициент запаса прочности судовых конструкций: относительно некоторого предельного состояния общего упругого деформирования при одностороннем наиболее неблагоприятном совокупности силовых воздействий либо относительно состояния, соответствующего хрупкому разрыву, либо, наконец, относительно некоторого состояния, обусловленного установленным повреждением конструкции за какое-то время ее эксплуатации. Решению этих и других вопросов способствуют достижения в области механики разрушения, экспериментальные исследования работоспособности корпусных конструкций, анализа повреждений и разрушений корпусов судов в эксплуатационных условиях.

Возникновение перечисленных опасных состояний в значительной степени зависит от тех факторов, которые были названы выше (конструктивное оформление связей корпуса и качество материала, технология постройки корпуса и т. д.). Изучение этих факторов и исследование закономерностей, их определяющих, — также необходимые условия для перехода от условного критерия допускаемых напряжений к физическому обоснованному критерию. Уже сегодня есть (я отчетливы реализованы) возможности для выполнения сопоставительного анализа, результаты которого позволяют найти закономерности использования опыта судостроения и эксплуатации при проектировании судов новых типов и размерений, при создании которых нельзя использовать оправданные практикой условные критерии и эмпирические коэффициенты. Обсуждая эти возможности и перспективы их реализации завершает книгу.

Параграфы 1, 2, 26—29, 44 написаны Ф. Г. Кандылем.

ВОЛНОВЫЕ НАГРУЗКИ НА КОРПУС СУДНА, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА НЕРЕГУЛЯРНОМ МОРСКОМ ВОЛНЕНИИ

Глава I. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ВЕРОЯТНОСТНЫХ МЕТОДОВ

При плавании судна на волнении, которое, как правило, носит нерегулярный характер, все процессы, определяющие движение судна и напряжения в его корпусе, являются случайными процессами. Для их описания, изучения и расчета в судостроительной науке уже в течение 15—20 лет применяется совокупность методов и приемов, заимствованных из теории вероятностей, математической статистики, теории случайных процессов, статистической динамики и развитых применительно к задачам о качке судна, внешних силах и напряжениях на волнении и т. п. Эту совокупность называют вероятностными методами. Их теоретические основы излагаются в курсах по перечисленным математическим дисциплинам, а наиболее полное описание прикладных методов содержится в монографии В. В. Екимова [19].

Ничто не приводит описание основных понятий, использованных в последующем изложении.

§ 1. Случайные величины, случайные процессы и их характеристики

Случайные величины и их характеристики. Будем многократно воспроизводить некоторый фиксированный комплекс условий и регистрировать интересующие нас события (или величины), порождаемые этим комплексом. Если при этом событие может осуществиться, а может и не осуществиться, то оно называется случайным. Если величина может принять какое-либо не известное заранее значение, то она называется случайной.

Пусть, например, судно идет с постоянной скоростью и курок на волнении постоянной интенсивности. Это фиксированный комплекс условий. нас интересует следующее событие: появление в течение каждой минуты движения в некоторой точке палубы в районе мидель-шпангоута, где установлен специальный датчик, напряжений, значения которых надолго, например, в интервале 0,5—0,6 предела текучести материала σ_s . При просмотре последовательных длительностью в 1 мин. участков непрерывной записи напряжений (осциллограммы) обнаруживается, что далеко не на каждом из них зарегистрированы интересующие нас величины. Следовательно, появление таких напряжений — случайное событие. Легко убедиться в том, что такое утверждение справедливо и для напряжений любого другого уровня.

Отношение числа осуществившихся событий к общему числу воспроизведенных опытов называется частотой появления события. Увеличивая число опытов и наблюдая за изменениями частоты, обычно можно констатировать, что она стабилизируется около некоторого значения.

Вероятностью $P(X)$ события X при данных условиях опыта называется теоретическая его частота, около которой имеет тенденцию стабилизироваться действительная частота события при многократном повторении опыта.

Необходимо подчеркнуть два обстоятельства, важных для правильного понимания и использования понятия вероятности и построенных на нем вероятностных методов.

Вероятность — объективная характеристика случайных величин, позволяющая лучше познать и использовать закономерности сложных явлений, ибо, по словам Ф. Энгельса, где на поверхности происходит игра случая, там сама эта случайность всегда оказывается подчиненной внутренним, скрытым законам. Все дело лишь в том, чтобы отыскать эти законы.

Понятие вероятности имеет смысл лишь при массовом воспроизведении однородных условий. «Закономерности, проявляющиеся в этой массе, оказываются практически независимыми от индивидуальных особенностей отдельных случайных явлений, входящих в массу. Эти отдельные особенности в массе как бы взаимно погашаются, нивелируются, и средний результат массы случайных явлений оказывается практически уже не случайным. Именно эта многократная подтверждаемая опытом устойчивость массы случайных явлений и служит базой для применения вероятностных методов исследования. Методы теории вероятностей приспособлены только для исследования массовых случайных явлений; они не дают возможности предсказывать исход отдельного случайного явления, но позволяют предсказать средний результат массы аналогичных опытов.

Чем больше количество однородных случайных явлений участвует в задаче, тем определеннее и отчетливее проявляются

применяет им статистические законы, тем с большей уверенностью и точностью можно осуществлять научный прогноз.

Во всех случаях, когда применяются вероятностные методы исследования, цель их в том, чтобы, минуя слишком сложное (и зачастую практически невозможное) изучение отдельного явления, обусловленного слишком большим количеством факторов, обратиться непосредственно к законам, управляющим массами случайных явлений [1].

Рассмотренный выше пример позволяет говорить о вероятности появления аварийной определенное время, поскольку минутных промежуточных движений судна при фиксированном комплексе условий может быть достаточно много. Если же обратиться к явлению разрушения корпуса, то, очевидно, говорить о его вероятности нельзя, поскольку невозможно воспроизвести это явление многократно. В то же время существует вероятность гибели какой-то части мирового флота в течение года.

Зависимость, связывающая значение x случайной величины X с вероятностью $P(x)$ появления этого значения, называется законом распределения случайной величины. В дальнейшем мы ограничимся рассмотрением положительных случайных величин $x \geq 0$.

Интегральный закон $F(x)$, или функция распределения, выражает вероятность того, что случайная величина X имеет значение, равное или меньшее x :

$$F(x) = P\{X \leq x\}.$$

С этой функцией тесно связана функция обеспеченности, которая выражает вероятность того, что случайная величина X имеет значение, большее x : $Q(x) = P\{X > x\}$.

Значения случайной величины, вероятности которых фигурируют в правых частях этих формул, в сумме составляют все возможные ее значения. Как известно, сумма вероятностей всех значений случайной величины равна единице, поэтому

$$Q(x) = 1 - F(x). \quad (1.3)$$

Дифференциальный закон $p(x)$, или плотность вероятности, является производной от функции распределения:

$$p(x) = \frac{dF(x)}{dx}.$$

Очевидно, что

$$F(x) = \int_0^x p(x) dx, \quad (1.2)$$

$$Q(x) = \int_x^\infty p(x) dx. \quad (1.3)$$

Закон распределения служит исчерпывающей характеристикой случайной величины. В частности, с его помощью определяются числовые статистические характеристики случайной величины.

Математическим ожиданием называется случайная величина, определяемая выражением

$$\bar{x} = \int_0^\infty x p(x) dx. \quad (1.4)$$

Оценкой математического ожидания для совокупности N случайных величин x_i служит их среднее арифметическое

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i.$$

Дисперсией называется случайная величина, определяемая выражением

$$D_x = \int_0^\infty (x - \bar{x})^2 p(x) dx \quad (1.5)$$

и характеризующая разброс случайных величин относительно их среднего значения.

Оценкой дисперсии для совокупности N случайных величин x_i служит величина

$$D_x = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2,$$

которая при большом N приблизительно равна среднесquareмическому квадрату центрированных случайных величин $(x_i - \bar{x})$.

Стандартом называется случайная величина, равная корню квадратному из дисперсии:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x} \quad (1.6)$$

и служащая мерой разброса.

Характерным значением случайной величины называется такое ее значение, которому соответствует некоторое характерное значение закона распределения. Чаще всего принимается характерное значение функции обеспеченности: $Q^* = 3\%$, $Q^* = 10^{-6}$ и т. д.; ему соответствует характерное значение случайной величины этой обеспеченности: $x_{0.3}$, $x_{10^{-6}}$ и т. д. Поскольку и числовые характеристики связаны с законами распределения, они могут быть выражены также друг через друга. Конкретный вид этих выражений зависит, естественно, от вида закона распределения.

Рассмотрим законы распределения, которые будут использоваться в дальнейшем.

Нормальный закон (закон Гаусса):

$$F(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp \left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2} \right] dx; \quad (1.7)$$

$$Q(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_x^{\infty} \exp \left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2} \right] dx; \quad (1.8)$$

$$p(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2} \right]; \quad (1.9)$$

где $\bar{x}$ и σ — математическое ожидание и стандарт случайной величины, для которой справедлив этот закон распределения; $\exp U = e^U$ (e — основание натуральных логарифмов).

Нормальный закон наиболее часто встречается в практических приложениях. В частности, он описывает распределение случайных ординат волнового профиля, волновых нагрузок и т. д.

Закон Релея:

$$F(x) = 1 - \exp \left(-\frac{x^2}{E_x} \right), \quad (1.10)$$

$$Q(x) = \exp \left(-\frac{x^2}{E_x} \right), \quad (1.11)$$

$$p(x) = \frac{2x}{E_x} \exp \left(-\frac{x^2}{E_x} \right), \quad (1.12)$$

где E_x — параметр закона, случайная величина, равная среднему квадрату случайной величины:

$$E_x = \int_0^{\infty} x^2 p(x) dx, \quad (1.13)$$

Математическое ожидание и дисперсия случайной величины, распределенной по закону Релея, легко получить подстановкой выражения (1.12) в зависимости (1.4) и (1.5):

$$\bar{x} = \frac{1}{2} \sqrt{\pi E_x} = 0,885 \sqrt{E_x}, \quad (1.14)$$

$$D_x = \frac{4-\pi}{4} E_x = 0,215 E_x, \quad (1.15)$$

Формулы (1.11) позволяют установить связь между характеристическими особенностями Q^* и соответствующими характеристическими значениями случайной величины:

$$\frac{x_Q}{\sqrt{E_x}} = \sqrt{-\ln Q^*}. \quad (1.16)$$

Численные значения приведены ниже:

Q^*	1	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}	10^{-10}
$\frac{x_Q}{\sqrt{E_x}}$	0	1,52	2,15	2,63	3,02	3,40	3,70	4,06	4,30	4,55	4,80

Закон Релея описывает распределение случайных высот волн, амплитуд волновых нагрузок на стационарном волнении и т. д.

Закон Вейбулла:

$$F(x) = 1 - \exp \left[-\left(\frac{x}{a} \right)^k \right], \quad (1.17)$$

$$Q(x) = \exp \left[-\left(\frac{x}{a} \right)^k \right], \quad (1.18)$$

$$p(x) = \frac{kx^{k-1}}{a^k} \exp \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^k \right], \quad (1.19)$$

где k и a — параметры закона, через которые математическое ожидание и дисперсия выражаются соотношениями

$$\bar{x} = a \Gamma \left(\frac{1}{k} + 1 \right), \quad (1.20)$$

$$D_x = a^2 \left[\Gamma \left(1 + \frac{2}{k} \right) - \Gamma^2 \left(\frac{1}{k} + 1 \right) \right]; \quad (1.21)$$

здесь Γ — гамма-функция. При $k=2$ и $a = \sqrt{E_x}$ закон Вейбулла переходит в закон Релея.

Двукратным логарифмированием (1.18) получим соотношение между характеристическими значениями обеспеченности и случайной величины:

$$k (\ln x_Q - \ln a) = \ln (-\ln Q^*). \quad (1.22)$$

Численные значения приведены ниже:

Q^*	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}	10^{-10}
$k (\ln x_Q - \ln a)$	0,332	1,53	1,93	2,22	2,44	2,63	2,77	2,91	3,02	3,18

Случайные процессы и их характеристики. Функция, значение которой при каждом значении аргумента является случайной величиной, называется случайной функцией. Если аргументом служит время, случайная функция называется случайным процессом. Поскольку ординаты $x(t)$ процесса являются случайными величинами, для них существуют законы распределения и статистические характеристики. Из рассмотренных выше случайных характеристик нам понадобятся математические

именные и дисперсия, значения которых при определенных условиях служат выражения:

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt, \quad (1.23)$$

$$D_x(t) = \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \bar{x}(t)]^2 dt, \quad (1.24)$$

Если эти величины не изменяются во времени, т. е. $\bar{x} = \text{const}$ и $D_x = \text{const}$, случайный процесс называется стационарным¹.

Важной характеристикой случайного процесса, которой нет у случайной величины, служит *функция спектральной плотности*, или просто *спектр*.

Известно, что регулярный колебательный процесс можно разложить на гармонические колебания различных частот (эта операция называется гармоническим анализом). Распределение амплитуд таких колебаний по частотам называется спектром процесса. Поскольку энергия колебаний каждой гармоника пропорциональна квадрату амплитуд, спектр характеризует также распределение по частотам энергии колебаний и потому называется *энергетическим спектром*. Аналогичное спектральное описание можно дать и стационарному случайному процессу, если разложить его на составляющие различных частот. Так как амплитуды случайного процесса — случайные величины, то и амплитуды каждой составляющей в разложении случайны и имеют свою дисперсию. Распределение этих дисперсий по частотам и есть спектр случайного процесса. Он также является энергетическим спектром, поскольку энергия случайной составляющей пропорциональна ее дисперсии.

Сказанное поясняет рис. 1, где приведено построение приближенного ступенчатого спектра случайного процесса, разложенного на конечное число составляющих. Площадь каждого прямоугольника $S(\omega) \delta(\omega)$ численно равна энергии соответствующей составляющей или дисперсии ее амплитуд. При бесконечно малой ширине частотной полосы $\delta\omega$ число прямоугольников бесконечно увеличивается, и ступенчатая диаграмма переходит в плавную кривую $S(\omega)$. Площадь под кривой, выраженная определенным интегралом, численно равна дисперсии случайного процесса:

$$D_x = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega, \quad (1.25)$$

Формула (1.25) является одним из основных соотношений между спектральными и статистическими характеристиками случайного процесса.

¹ Условием стационарности является также независимость от времени корреляционной функции процесса, которая не рассматривается.

Статистические характеристики ординат и амплитуд случайных процессов, которые представляют для нас интерес (морские вышеле, водные нагрузки, напряжения в корпусе и т. п.), тесно связаны между собой определенными соотношениями. В частности, амплитуды этих процессов распределены по закону Релея (см. формулы (1.10) — (1.12)), в котором параметр E_x выражается через дисперсию ординат D_x :

$$E_x = 2D_x = 2\sigma_x^2. \quad (1.26)$$

Использование (1.25) и (1.16) позволяет по известной дисперсии процесса (и, следовательно, по известному его стандарту)

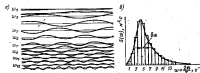


Рис. 1. Разложение случайного процесса на конечное число составляющих и его энергетический спектр: δ — составляющие процессы; 0 — спектр.

найти характерные значения амплитуд A случайного процесса, например,

$$\left. \begin{aligned} \bar{A} &= 1,35\sigma_x; \\ A_{0,9} &= 2,65\sigma_x; \\ A_{0,99} &= 3,72\sigma_x. \end{aligned} \right\} \quad (1.27)$$

Таким образом, зная дисперсию случайного процесса обеспечивается получение всех его статистических характеристик. Поэтому формула (1.25), позволяющая найти дисперсию стационарного процесса во его спектру, имеет огромное практическое значение. Следовательно, задача сводится к нахождению спектра интересующего нас процесса.

§ 2. Преобразование случайного процесса динамической системой

Во многих отраслях техники и в соответствующих разделах наук, в том числе и судостроительной науке, используются идеи и аппарат статистической динамики. Объектом ее изучения является динамическая система, преобразующая поданный на ее

ход сигнала и некоторый сигнал на выходе. При этом свойства последнего полностью определяются свойствами сигнала на входе и характеристиками динамической системы. Корпус судна также может рассматриваться как динамическая система, на вход которой воздействует «входной» случайный процесс морского волнения, а «выходными» процессами являются процессы изменения нагрузок, напряжений в конструкциях, параметров качки и т. п.

По способу преобразования сигнала динамические системы делятся на линейные и нелинейные. Обычно корпус судна считают линейной динамической системой относительно волновых нагрузок, которая так преобразует случайный входной процесс в соответствующий выходной, что амплитуды последнего прямо пропорциональны амплитудам входного процесса. Линейность корпуса судна как динамической системы связана с предположением о прямолинейности корпуса в районе высоты его борта, омываемой волнами. В работе [50] были приведены средние данные о сравнительно небольшой негибкости, обусловленной предположением о прямолинейности корпуса судна при определении вертикальногогибающего момента в мидельном сечении корпуса на регулярной волне. Имеющиеся данные в основном относятся только к амплитудам вертикальныхгибающих моментов в районе миделя и свидетельствуют лишь о небольшом влиянии непрямолинейности бортов корпуса судна на амплитуды этих моментов. Можно предположить, что еще меньшее влияние может оказывать возможная нелинейность корпуса судна как динамической системы на статистические характеристики выходных случайных процессов.

Основной характеристикой линейной динамической системы является ее передаточная функция (или амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики). Подробно вопрос об определении частотных характеристик был рассмотрен нами ранее [50]. Напомним лишь, что для их построения определяется реакция системы на гармоническое воздействие частоты ω и фиксируется отношение $a(\omega)$ амплитуды на выходе к амплитуде на входе, а также сдвиг фаз между выходом и входом. Кривые зависимости указанного отношения и сдвига фаз от частоты ω и называются соответственно амплитудно-частотной и фазово-частотной характеристиками динамической системы относительно данного выходного процесса.

Амплитудно-частотная характеристика используется при описании так называемого спектрального преобразования, осуществляемого линейной динамической системой: спектральная плотность выходного процесса $S_{\text{вых}}(\omega)$ равна произведению спектральной плотности входного процесса $S_{\text{вх}}(\omega)$ на квадрат амплитудно-частотной характеристики системы, т. е.

$$S_{\text{вых}}(\omega) = a^2(\omega) S_{\text{вх}}(\omega). \quad (1.23)$$

Именно для получения спектра выходного процесса и последующего его интегрирования с целью определить дисперсию процесса [см. формулу (1.25)] и используется спектральное преобразование (1.23).

Другое важное свойство линейной динамической системы заключается в том, что она преобразует случайный процесс, амплитуды которого подчиняются закону Релея, в другой случайный процесс с тем же законом распределения амплитуд.

В заключение отметим, что корпус судна не может быть признан линейной динамической системой относительно некоторых видов нагрузок (например, относительно ударной нагрузки). Это делает неприменимыми в данном случае понятие частотной характеристики системы и спектральное преобразование и заставляет искать другие методы для нахождения статистических характеристик таких нагрузок.

Глава 2. ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ

§ 3. Общее описание нерегулярного морского волнения

Волны на поверхности морей и океанов порождаются разными причинами: они могут быть, например, сейсмическими, приливо-отливными и т. д. Однако наиболее интересными для кораблестроителей являются, конечно, ветровые волны.

Создающий ветер потока воздуха имеют сложный турбулентный характер, т. е. в каждой точке потока вектор скорости отклоняется по направлению и по величине от некоторого господствующего направления и в некоторой средней величине, причем эти отклонения изменяются во времени. Создаваемое из-за поверхности моря турбулентным ветром поле давлений оказывается по своей интенсивности неравномерным и пульсирующим. В тех местах, где интенсивность давлений меньше некоторой средней величины, уровень воды поднимается и образуются холмы, а там, где она больше средней величины, уровень воды понижается и образуются впадины. Силы тяжести воды стремятся восстановить нарушенное ветром равновесие в поверхностном слое воды; т. е. заставляют опускаться холмы и подниматься впадины. Так под влиянием поля давлений, создаваемого ветром и силами тяжести воды, происходит вертикальные перемещения частиц воды в верхнем слое поверхности моря, причем на большой глубине частицы совершают движение по круговым орбитам, радиус которых определяется амплитудой их вертикального перемещения. По толщине слоя воды эти движения затухают, подчиняясь экспоненциальному закону.

Вертикальные перемещения поверхностных частиц воды, возникающие от действия ветра и образующие волновую поверхность, и называют морским ветровым волнением. Поскольку для ветра характерна нерегулярность действия, естественно, и генерируемое им волнение тоже оказывается нерегулярным.

По описанию В. Бископа [1], развитие морского волнения происходит следующим образом. По мере роста волн их извершинный склос становится все выше и круче, процесс образования волн начинается идти ускоренным темпом, но до определенного момента, поскольку отношение высоты волны к ее длине (крутизна) имеет предел 1:7. Как только мелкие крутые волны переходят эту грань, их гребни опрокидываются — волны разбиваются и на их вершинках образуется белая пена — «барашки». О море, покрытом барашками, говорят, что оно «неспокойно». Когда ветер срывает гребни волн и заставляет волну разбиваться в открытом море, часть энергии волн расходуется вследствие турбулентности, но огромная ее доля переходит к более длинным и более устойчивым волнам. Следовательно, длинная волна может получить больше энергии и достигнуть большей высоты, чем короткая, возмущая при том же ветре. Поэтому мелкие волны уступают место крупным, которые лучше сохраняют энергию. Но на склонах крупных волн образуется новая рябь и новые мелкие волны. Таким образом, в области, где скорость ветра превышает скорость волн, имеется целый ассортимент волн, различающихся по длине. Одновременно более длинные волны продолжают аккумулировать энергию малых волн. И хотя ветер по-прежнему возбуждает волны разной длины, самые короткие быстро достигают предельной крутизны и разрушаются, между тем как длинные волны продолжают расти.

В книге В. В. Корень-Круковского «Теория морозности» [59] как бы продолжается описание развития морского волнения. Когда ветер еще более усиливается, длина и высота волн быстро растут. Всем морякам известно, что при внезапно поднявшемся ветре гребни волн оказываются круче, чем на развитом волнении при том же ветре. При установившейся средней скорости ветра и волнах, достигших волного развития, выдвигается некоторая максимальная волна, соответствующая этой скорости. Ее моряки называют «за». Такую волну можно видеть более или менее ясно в волновом беспорядке бурного моря. Чем более волно развито волнение, тем заметнее появление таких волн. Дальнейшее возмущением полностью развитого волнения при штормовом ветре является увеличение длин волновых гребней.

¹ Здесь английское слово *sea* относится к особо причудливой волне, которую будем называть характерной волной. Именно ее посетил в период морских записок в истинный журнал, характерных для волнения или нерегулярного волнения. Обозначение длины и периода этой волны обычно ставят под запиской о — N , T , чтобы отметить, что это относится к волновой наблюдательной волне.

Характерная волна оказывается полностью покрытой более короткими волнами вплоть до ряби. Стереофотографии показывают, что волнообразно колеблющаяся поверхность моря состоит из наложенных поверх больших волн меньших и наименьших. В частности, для штормовых волн это особенно характерно. Длинная «катящаяся» волна почти всегда хорошо видна, и ее поверхность оказывается очень неровной. Короткие волны перестраиваются, поглощая энергию ветра, достигают максимальной крутизны и распадаются; они являются важным фактором в процессе переноса энергии от ветра воде.

Дальнейшим признаком развития морского волнения служит появление нерегулярности в той последовательности, с которой характерные волны за следуют одна за другой, а также появление групповых волн. Если попытаться следить некоторое время за изолированным гребнем волн, то можно заметить, что этот гребень не существует долгое время, а постепенно теряет свою высоту, исчезая в волновом беспорядке, а в время как другой гребень растет и впоследствии тоже исчезает. С судна, движущегося с попутной волной, можно заметить увеличение и уменьшение высот волн, когда скорость их примерно равна скорости судна. Два волновых гребня по борту судна часто меняют высоты так, что задний увеличивается, а передний постепенно исчезает. В дальнейшем задний тоже кажется исчезающим, а в другом месте по борту судна начинает расти новый гребень.

Морское волнение в полностью или в почти полностью развитом состоянии нельзя описать одной характерной волной, хотя она оказывается наиболее заметной почти при всех скоростях ветра. По мере развития волнения в его составе ясно образуется совокупность более длинных и существенно более пологих волн. Взаимодействие этих главных волн, покрытых волнами более мелкими, дает наблюдателю картину нерегулярности волновой поверхности и делает понятным наблюдаемое в море явление волновых групп.

Приведенное описание развития морского волнения сделано Г. Нейманом на основании собственных наблюдений, а также данных Сасарува и Мука (1946), Пальмана (1932—1939), Релла (1951). Подходящее разнообразие информации о морском волнении была получена специальными и комплексными океанологическими исследованиями, кораблями погоды, при отдельных мореходных исследованиях судов. Такие исследования выполнялись и выполняются как в нашей стране, так и за рубежом [13]. Наиболее ценным источником информации о волнении служат инструментальные измерения, результаты которых имеют вид либо волнограммы — запись по времени колебаний уровня моря в фиксированной точке (рис. 2), либо планшета — совокупности наложений, соединяющих точки разных уровней в фиксированный момент времени (рис. 3).

Картина нерегулярного волнения зависит от условий волнообразования. Накладываясь друг на друга, волновые системы создают «холоды» — волны с короткими гребнями. Такое волнение называется трехмерным (рис. 3) и является типичкой формой реального ветрового волнения. Если представить себе, что ветер постоянного направления достаточно долго действует по

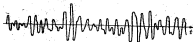


Рис. 2. Волнограмма.

широкому фронту, то вызванные им волны будут перемещаться в одном направлении, причем длинные гребни их будут примерно параллельны друг другу. Такое волнение называется двумерным и иногда может иметь место в действительности. Однако чаще всего рассматривают двумерное волнение как упрощенную модель реального трехмерного волнения.



Рис. 3. Планшет волнения.

Нерегулярность процесса морского волнения является его фундаментальным свойством. Установление этого факта способствовало значительному прогрессу в изучении как самого волнения, так и процессов, порождаемых им в корпусе судна (качка, напряжения и т. д.).

Случайный процесс морского нерегулярного волнения после его возникновения проходит стадию развития, в которой энергии

волн и их размеры возрастают, но одновременно увеличивается и диссипация энергии (рассеивание энергии на преодоление внутренних сопротивлений воды). После того как в течение какого-то времени действовал ветер со средней постоянной скоростью, наступает момент, когда приток энергии от ветра к волнам становится равным диссипации энергии. Рост волн прекращается, они лишь сохраняют те свои наибольшие размеры, которых достигли в самом конце стадии развития. Волнение при этом достигает своего полного развития, соответствующего данной скорости ветра и его разгону (расстоянию от подветренного берега, со стороны которого дует ветер). Сама продолжительность действия ветра данной силы для создания полностью развитого нерегулярного волнения зависит от скорости ветра и от его разгона. На табл. 1 видно, например, что при скорости ветра 56 уз (28,5 м/с) разгон его должен быть не менее 2100 миль (3850 км), а продолжительность его непрерывного действия будет не менее 85 ч (3,7 сут). Очевидно, что такое сочетание скорости ветра с разгоном, а главное — с непрерывной его продолжительностью, является событием чрезвычайно редким даже для океана.

Таблица 1

Условия полного развития морского волнения

Скорость ветра, уз	10	20	30	40	50
Разгон минимальный, морские мили	10	75	280	710	1420
Продолжительность минимальная, ч	2,4	10	23	42	69

Когда волнение станет полностью развитым и волны приобретут предельные при данной скорости ветра размеры, их энергия достигнет тоже наибольшего значения, так что ветер будет лишь покрывать расход энергии волн на диссипацию, и в это время как энергия волновой системы будет оставаться постоянной. При этом остаются неизменными во времени и статистические характеристики полностью развитого нерегулярного морского волнения, что позволяет считать его в статистическом смысле установившимся, стационарным (или квазистационарным).

Полностью развитое волнение обычно сохраняется в течение лишь нескольких часов. Если средняя скорость ветра, соответствующая данному волнению, начнет уменьшаться, то будет затухать и волнение. При этом в первую очередь и быстрее затухают волны малых периодов (малых длин), обладающих относительно малой энергией. Длинные волны, обладающие большой энергией, затухают медленно и могут долго еще сохраняться и после прекращения ветра.

Совокупность длинных волн, сохранившихся после прекращения ветра или вышедших из района действия шторма, называется морской зыбью. Зыбь состоит из длинных, гладких, пологих волн, периоды которых изчисляются в пределах сравнительно небольшого диапазона. Волны зыби по своим периодам и высотам существенно менее нерегулярны, чем ветровые волны.

При действии ветра, направление которого противоположно направлению распространения волн зыби, последние будут гаситься и скоро затухнут, а ветер будет создавать новое волнение. Если же направление скорости ветра окажется близким к направлению распространения волн зыби, то последние будут воз-

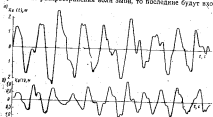


Рис. 4. Зыбь волнение: а — ветрового (6 баллов); б — смешанного (4 балла).

расти в ту совокупность волн, которая образуется в результате действия ветра. В связи с этим различают чисто ветровое волнение, в составе которого нет волн зыби (рис. 4, а), и смешанное волнение, в котором имеются и волны зыби (рис. 4, б).

Наибольший интерес обычно представляет морское нерегулярное волнение как основной источник силовых воздействий на корпус судна и на судно в целом, от которых зависят мореходные качества судна, его прочность и надежность. В первую очередь важно знать наибольшие силовые воздействия на судно в условиях полностью развитого ветрового волнения, при котором волновая система состоит из волн наибольших размеров, обладающих наибольшей возможной для данной скорости ветра энергией. В стадии же развития и затухания волнения силовые воздействия на судно будут, очевидно, меньше. Поэтому основной интерес представляет изучение стационарного волнения, которое ведется в двух направлениях: путем статистического анализа совокупности видимых волн и спектрального анализа случайного процесса волнения.

§ 4. Статистические характеристики элементов видимых волн стационарного волнения

Трехмерная волна характеризуется рядом элементов: высотой, периодом, длиной волны и длиной гребня. Эти элементы — случайные величины, имеющие свои законы распределения и статистические характеристики (см. § 1). Экспериментальные данные о элементах трехмерных волн получают обычно с помощью аэростереофото съемки (см. рис. 3), выполнение которой сопря-

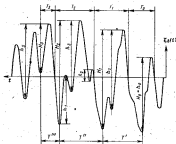


Рис. 5. Определение высот и периодов волн в фиксированной точке.

жено с большими трудностями. Массовые же измерения волнения производятся более простыми приборами — волнографами, которые регистрируют не элементы трехмерных волн, а колебание поверхности моря в точке, где расположено поплавков с датчиком (см. рис. 2 и 3). Поэтому выводится понятие об элементах волн в фиксированной точке моря, для которых тоже существуют законы распределения и статистические характеристики. На основе экспериментальных данных, а также теоретического изучения распределения элементов волн трехмерных и в фиксированной точке установлена связь между ними, которая позволяет широко использовать данные волнографич. наблюдений для характеристики трехмерных волн.

Высоты волн. На рис. 5 показан фрагмент волнографич. записи, на которой проведена средняя линия. Ю. М. Крылов понимает под высотой волны ζ_0 в точке x , расстояние по

вертикали от максимума, лежащего выше средней линии, до ближайшего минимума ниже этой линии» (высоты $h_0, h_1, \dots, h_n$ на рис. 5). По мнению А. И. Вознесенского, это определение недостаточно последовательно. Действительно, если подходить к записи рис. 5 с таких позиций, окажется, что высоты h_2 и h_4 представляют действительную высоту видимой волны H_2 , регистрируемую наблюдателем, на две высоты только потому, что вторичные максимумы этой волны случайно оказались на уровне нулевой линии. В то же время отсчетные выражения, с точки зрения наблюдателя, индивидуальная волна высотой H_2 вообще не должна приниматься за волну и оказывается исключенной из статистического ряда. Еще менее оправданным представляется искусственное занижение действительных высот волн, имеющих ниже нулевого уровня даже самые незначительные вторичные пики. Например, вместо высоты H_1 в статистический ряд высот будет зачислена высота h_1 . А. И. Вознесенский считает, что под высотой волны следует понимать расстояние по вертикали между наибольшим максимумом и наименьшим минимумом ординат случайного волнового процесса в промежутке между смежными переходами процесса через нуль в одну сторону (высоты H_0, H_1, H_2, H_3 на рис. 5). Такое же определение (с отсчетом от минимума к максимуму) принято авторами работы [12] и также рекомендовано Вторым Международным конгрессом по конструкции судов.

Обобщением экспериментальных данных и теоретическим путем установлено, что высоты волн в точке моря распределены по закону Релея [см. формулы (1.10)–(1.12)], причем его параметр E_0 равен среднему квадрату всех высот волн и связан с дисперсией ординат волнения D_0 соотношением

$$E_0 = 8D_0. \quad (1.28)$$

Это соотношение легко получить из формул (1.13) и (1.25), если учесть связь между высотами волн h и их амплитудами $h_a (h = 2h_a)$.

На рис. 6 показана типичная гистограмма распределения высот волн в сопоставлении с кривой закона Релея, построенной при опытных значениях E_0 ; видно хорошее их согласование.

Средняя высота волны, в соответствии с формулами (1.11) и (1.29), равна

$$\bar{h} = 2,5 \sqrt{D_0}. \quad (1.30)$$

Если рассмотреть значение высоты волны, численно равное случайной средней ее величине, можно по формуле (1.11) найти соответствующую ей обеспеченность $Q(h) = 0,46$. Это означает, что 46% всех волн имеют высоту, равную и большую средней, а остальные 54% — меньше средней.

В океанографии принято строить функции распределения элементов волн, в том числе высот, для их значений, отнесен-

ных к среднему. Так, функции обеспеченности высот волн представляется в виде

$$Q(h) = \exp \left[-\frac{\pi}{4} \left(\frac{h}{\bar{h}} \right)^2 \right]. \quad (1.31)$$

Соответствующая кривая частотности вероятности показана на рис. 7.

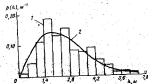


Рис. 6. Типичное распределение высот волн в точке моря.
1 — гистограмма (наблюдения); 2 — закон Релея.

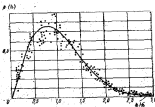


Рис. 7. Частотность вероятности отнесенных значений высот волн.
— теоретическая кривая; • — наблюдения.

Важной статистической характеристикой является высота волн 3%-ей обеспеченности: именно по ней, как мы увидим ниже, классифицируется у нас в стране стационарное волнение. Для установления связи между высотой волны произвольной

n%-ной обеспеченности $h_{n\%}$ и дисперсной волненья D_t воспользуемся формулами (1.16) и (1.29). Получим

$$h_{n\%} = \sqrt{-8D_t \ln \frac{n}{100}}. \quad (1.32)$$

В частности,

$$h_{5\%} = \sqrt{-8D_t \ln \frac{5}{100}} = 5,27 \sqrt{D_t}. \quad (1.33)$$

Отсюда вытекает также соотношение, позволяющее определять дисперсию волненья по известной статистической характеристике высот волн:

$$D_t = 0,143 \left(\frac{h_{5\%}}{5,27} \right)^2. \quad (1.34)$$

В иностранной практике стационарное морское волнение принято характеризовать так называемой *амплитудой высот волн* (significant height)¹, которая равна средней высоте $1/3$ общего количества самых высоких волн и обозначается через $H_{1/3}$.

Значительная высота волны, выраженная через дисперсию волновых ординат, определяется следующей формулой:

$$H_{1/3} = 4,0 \sqrt{D_t}. \quad (1.35)$$

По уравнению (1.11) с учетом (1.29) и (1.35) обеспеченность значительной высоты волны оказывается равной

$$Q(H_{1/3}) = e^{-2} = 0,135 = 13,5\%. \quad (1.36)$$

Кроме значительной высоты волны в иностранной практике пользуются также высотой волны, которая равна средней величине $1/10$ наиболее высоких волн; ее обозначают через $H_{1/10}$ и часто условно называют максимальной, для нее

$$H_{1/10} = 5,1 \sqrt{D_t}. \quad (1.37)$$

$$Q(H_{1/10}) = e^{-1,5} = 3,0\%. \quad (1.38)$$

В табл. 2 приведены высоты волн различной обеспеченности, которые могут представлять практический интерес. Обратим внимание на то, что отношения высот волн разной обеспеченности суть постоянные, так что высота волны одной обеспеченности однозначно выражается через высоты других обеспеченностей. Например, высота волны 3%-ной обеспеченности оказывается равной $0,87h_{1\%}$, или $1,08h_{5\%}$, или $1,25h_{10\%}$, или $1,47h_{20\%}$.

¹ Английское слово significant обозначает переводить применительно к высоте волны как «замечательная». Такой перевод, однако, не является ни удачным. В данном случае речь идет о высоте волн, которая в волновом беспорядке возмущенного волнения наиболее ясно выделяется и которую моряки визуальным наблюдением и называют так — характерной волной.

и т. д. Другими словами, значение только одной высоты волны микрорной обеспеченности полностью определяет стационарный режим волнения. Следовательно, выбор высоты волны, например $h_{5\%}$, не имеет принципиального значения, но делает единообразными соответствующие расчеты и сопоставления их результаты. Важно отметить, что при линейной зависимости определенных случайных величин от высоты волны сами величины будут иметь ту же обеспеченность, что и принята высота волны.

Таблица 2

Статистические характеристики высот волн

h_q	$h_{1\%}$	$h_{5\%}$	$h_{10\%}$	$h_{20\%}$	$h_{30\%}$	$h_{40\%}$	$h_{50\%}$	$h_{60\%}$	$h_{70\%}$
$h_q / \sqrt{D_t}$	6,1	5,3	4,9	4,3	3,6	2,35	2,5	4,0	5,1
$h_q / H_{1/3}$	2,44	2,12	1,96	1,72	1,44	0,94	1,0	1,60	2,04
$h_q / H_{1/10}$	1,15	1,0	0,92	0,81	0,68	0,44	0,47	0,73	0,96
$h_q / h_{1\%}$	1,0	0,87	0,81	0,72	0,60	0,44	0,47	0,73	0,96

Волнение, рассматриваемое в течение определенного времени, содержит совокупность высот волн, представляющую собою выборку конечного объема. Из формулы (1.32) можно получить соотношения, определяющие максимальную высоту волны в выборке. Например, в выборке из 100 волн наибольшая высота имеет обеспеченность, равную, очевидно, $Q^* = 1\%$, и составляет $h_{max} = h_{1\%} = 6,1 \sqrt{D_t}$. Аналогично для выборки в 1000 волн $h_{max} = 7,3 \sqrt{D_t}$, для выборки в 10 000 волн $h_{max} = 8,6 \sqrt{D_t}$ и т. д.

Сказанное выше относится к высотам волн в точке. Высоты трехмерных волн h_{3D} , проходящих через фиксированную точку, равны для больших высот волн h в точке; их средние значения связаны соотношением

$$\frac{h_{3D}}{h} = \frac{4}{\pi} \approx 1,27, \quad (1.39)$$

а отношения более редких величин h_{3D}/h уменьшаются и стремятся к единице, когда обеспеченность значений стремится к нулю. Это значит, что наиболее точны фотоаэрические измерения максимальных волн (а также данного стационарного волнения).

Инструментальное измерение статистических характеристик волнения далеко не всегда возможно, поэтому наиболее массовые данные о высотах волн являются результатом полученных

наблюдений с судов. Как уже отмечалось выше, жерки выделяют характерную волну (sea) и визуально определяют ее высоту A_v . Представляет большой практический интерес соотношение между визуально наблюдаемой высотой волны A_v и высотами волн различной обеспеченности, например, высотой волны 3%-й обеспеченности $A_{0.03}$ или средней высотой трети самых высоких волн $A_{1/3}$.

Раньше считалось, что визуально определяемая высота волны A_v приблизительно равна $A_{1/3}$. Так, на Втором Международном конгрессе по конструированию судов (1964) при установлении типового спектра морского волнения было принято возможным считать $A_v = A_{1/3}$. Однако в дальнейшем по данным визуальных и инструментальных определений высот волн одного и того же волнения с десанта метеорологических судов в северной части Атлантического океана было установлено, что в общем случае такое равенство не имеет места и пользование им может приводить к существенным погрешностям. В связи с этим уже на Третьем Международном конгрессе в 1967 г. было рекомендовано пользоваться при переходе от A_v к $A_{1/3}$ следующей линейной зависимостью (в метрах):

$$A_{1/3} = (2,55 + 0,66A_v) \quad (1.40)$$

или, учитывая, что $A_{2\%} = 1,33A_{1/3}$ (см. табл. 2),

$$A_{2\%} = (3,38 + 0,86A_v) \quad (1.41)$$

В этих формулах обращает на себя внимание то обстоятельство, что при $A_v = 0$ имеет место значительный подъем поверхности моря вследствие наличия длинной волны зыби, отмеченный, по-видимому, только инструментально (в Атлантическом океане зыбь имеется почти постоянно).

На том же конгрессе норвежская делегация предлагала пользоваться следующими нелинейными зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} A_{1/3} &= 1,75A_v^{0,73}, \\ A_{2\%} &= 0,45A_v^{1,06} \end{aligned} \right\} \quad (1.42)$$

Из доклада Е. Абрахамсена [60] известно, что эта зависимость используется в Правилах Норвежского Веретаса.

На рис. 8 представлены результаты обработки большого числа измерений высот волн; показаны границы $\pm \sigma$, определяемые для значений $A_{1/3}$ стандарт отклонений σ от среднего m , а также пределы изменения величины $A_{1/3}$. Такой разброс вызван субъективным характером нахождения A_v . Различия носят случайный характер и могут как завышаться, так и занижаться высоты волн. При массовом характере наблюдений эти различия взаимно погашаются, и средние данные по высотам волн имеют большую практическую ценность. Из рисунка также

видно, что формулы (1.40) и (1.42) дают практически близкие результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными (во всяком случае, для высот волн, больших $A_v = 3$ м).

В работе [12] на основе обработки большого числа отечественных и зарубежных данных получена зависимость между A_v и $A_{0.03}$, приведенная в табл. 3.

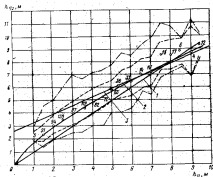


Рис. 8. Соотношения между высотами волн, определяемыми визуально и инструментальными измерениями. Кругами обозначены средние значения, цифрами — число наблюдений.

— — — границы $\pm \sigma$; — — — пределы изменения от минимума до максимума;
1 — — — — — экспериментальные соотношения;
 $A_{1/3} = 2,55 + 0,66A_v$ 2 — по формуле (1.40); 3 — по формуле (1.42).

Периоды волн. Периодом полных колебаний в точке, по Ю. М. Крылову, является промежуток времени между двумя последовательными пересечениями плоскости в одном и том же направлении возмущенной поверхности. С учетом замечаний, сделанных выше относительно определения высот волн, на рис. 9 показаны периоды волн T_0 , T_1 , T_2 , T_3 . Авторы работы [12] под периодом понимают промежуток времени между двумя прохождениями через точку соседних минимумов, соответствующих принятому определению высот волн (период T' , T'' , T''' на рис. 9).

Таблица 3

Зависимость между визуально определенными высотами волн и высотами волн 3%-ой обеспеченности

$H_{3\%}/H_v$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{3\%}/H_v$	1,60	1,45	1,30	1,27	1,25	1,23	1,20	1,17	1,15
$H_{3\%}/H_v$	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$H_{3\%}/H_v$	1,15	1,13	1,10	1,08	1,07	1,07	1,05	1,05	1,04

Несмотря на различие в способах нахождения периодов, их функции распределения и статистические характеристики тождественны при любом способе определения.

Теоретическим путем установлен вид функции обеспеченности относительных значений периодов волн в точке моря:

$$Q(T) = \exp \left[-\Gamma^4 \left(\frac{5}{4} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^4 \right]. \quad (1.43)$$

где Γ — гамма-функция [численная величина $\Gamma(5/4) = 0,9064$]; T — средний период (математическое ожидание). Заметим, что формула (1.43) является другой формой записи закона Вейбулла (1.18), параметры которого равны $k=4$, $n=\Gamma/0,9064 = 1,103$.

Анализ многочисленных волнографных записей показал [12], что распределение (1.43) справедливо для ветрового волнения и зыби; для смешанного волнения аналитическое выражение отсутствует, ординаты графической аппроксимации функции обеспеченности даны ниже:

T/T_0	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
$Q(T)$	0,99	0,94	0,75	0,50	0,37	0,11	0,11	0,05	0,02	0,01

Визуальную оценку можно дать не только высотам волн, но и периодам. Для этого с помощью секундомера определяют интервал времени T между последовательными прохождением через наблюдаемую точку гребней волн и, имея достаточно большой статистический ряд замеров для данного стационарного волнения, строят гистограмму распределения периодов волн

¹ Гистограммой называется ступенчатая диаграмма, построенная на статистической выборке случайных величин и позволяющая выявить вероятность.

(рис. 9), по которой и находят значение среднего визуально оцененного «периода» T_0 [он определяется как математическое ожидание по формуле (1.7) и, следовательно, соответствует пересечению числовой оси вертикально, проходящей через центр тяжести площади гистограммы].

Средние периоды T_0 входят в качестве аргументов в энергетический спектр морского волнения. Базой для их определения являются данные массовых попутных наблюдений и визуальные оценки средних периодов T_0 . Однако не существует единого мнения относительно того, что же собственно представ-

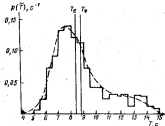


Рис. 9. Гистограмма визуально определенных периодов волн.

ляет собой визуально оцениваемые периоды. Такие весьма авторитетные ученые, как Х. Свондруп и В. Мунж, утверждают, что величина T_0 является средней для наиболее отчетливо выраженных волн. С этим согласуется рекомендация Первого комитета Второго Международного конгресса по конструкции судов (1964) рассматривать каждый из визуально оцененных периодов T_0 как «период» наибольших присутствующих волн, высота которых больше, чем средняя высота $(2,5 \sqrt{D_0}$ или $0,63 H_{1/3})$. В. Парсонс высказывает несколько иной взгляд на визуально оцениваемый период. Он считает, что период T_0 близок к так называемому эффективному периоду T_e , определяемому по формулам спектральной теории волн (см. ниже). А. И. Вознесенский, анализируя эти разногласия, делает вывод о том, что если только спектр Неймана правильно отражает свойства волнения, то отмеченное выше противоречие разрешается в пользу мнения В. Парсона.

На Втором и Третьем конгрессах по конструированию судов обсуждался вопрос о соотношениях между визуально оцениваемым периодом и средним периодом T_s , причем если на Втором конгрессе предлагалось считать $T_s = T$, то на Третьем конгрессе такое равенство было признано неправильным и была рекомендована следующая линейная зависимость:

$$T_s = 4,7 + 0,32T_s \quad (1.44)$$

Норвежская делегация предложила другие, нелинейные зависимости:

$$\left. \begin{aligned} T_s &= 0,0327^{T_s, 40} \\ T_s &= 3,47^{T_s, 44} \end{aligned} \right\} \quad (1.45)$$

На рис. 10 представлены данные метеорологических судов, плавающих в Северной Атлантике. На них при стационарных

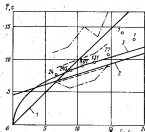


Рис. 10. Соотношения между периодами волн, определенными визуально и путем инструментальных измерений. Кругами обозначены средние значения, крестами — число наблюдений.

— — — линия по формуле (1.44); — — — формула (1.45); — — — формула (1.45); — — — формула (1.45).

режимах волнения определялись величины T_s . Статистической обработкой многочисленных наблюдений получены средние значения T_s и их стандарты λ . Видно, что различия аналитических выражений лежат в пределах разброса экспериментальных данных.

Даным волн. Функцию распределения для волн можно получить, используя аналогичную функцию для периодов волн (1.43) и зависимость между периодом и длиной, известную на гидродинамике регулярных волн:

$$\lambda = \frac{g T_s^2}{2\pi} = 1,56 T_s^2 \quad (1.46)$$

Измерения элементов трехмерных волн показывают, что это соотношение имеет не функциональный, а статистический характер: для каждой отдельной трехмерной волны возможны значительные отклонения от (1.46), а то же время для средних значений λ и T_s оно справедливо [32].

Функция обеспеченности для волн аналогична такой же функции для высот волн [см. формулу (1.31)]:

$$Q(h) = \exp \left[-\frac{\pi}{4} \left(\frac{h}{\lambda} \right)^2 \right] \quad (1.47)$$

Шкалы волнения. Статистические характеристики видимых волн используются в качестве измерителей интенсивности стационарного волнения. В СССР действует установленная в 1963 г. шкала ГУГМС (Главное управление гидрометеослужбы при Совете Министров СССР), приведенная в табл. 4. Основной количественной характеристикой волнения здесь является высота волн 3%-ной обеспеченности, интервалам значений которой соответствуют степени волнения в баллах и словесная его характеристика. Кроме того, приводятся значения дисперсии волновых ординат, вычисленные по формуле (1.34). Наиболее точное описание конкретного волнения по этой шкале может быть составлено по инструментальной записи, хотя можно воспользоваться также визуально определяемой высотой характерной волны h , в формулу (1.41) либо табл. 3.

Таблица 4

Шкала морского волнения ГУГМС

Степень волнения, баллы	Характеристика волнения	Высота волн $H_{3\%}$, м	Дисперсия волновых ординат, m^2
0	Отсутствует	0	0
I	Слабое	0,0—0,24	0—0,002
II	Умеренное	0,25—0,74	0,002—0,020
III	Значительное	0,75—1,24	0,020—0,056
IV	"	1,25—1,9	0,056—0,143
V	Сильное	2,0—3,4	0,143—0,449
VI	"	3,5—5,9	0,449—1,286
VII	Очень сильное	6,0—8,4	1,286—2,580
VIII	То же	8,5—10,9	2,580—4,320
IX	Неконтролируемое	11,0 и более	4,320 и более

Однако инструментальные записи морского волнения и их статистическая обработка сложны, дороги, часто трудны, а в условиях сильных штормов оказываются физически невозможными. Хотя за последние годы и произведено много инструментальных записей морского волнения, главным образом

¹ В. Тирселл предлагает другое соотношение: $\bar{H} = 1,04 T_s$. Отличие обусловлено, по-видимому, учетом большого количества коротких волн.

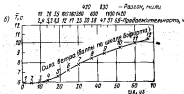
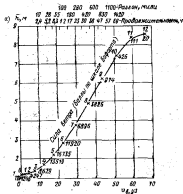


Рис. 11. Зависимость энергетических характеристик стационарного волнения от скорости ветра: а — средняя высота; б — средний период волн.

а — средняя высота по шкале Бофорта, указанию кадра.

с метеорологических судов и в специальных волновых экспедициях, все же число их далеко не достаточно для полной статистической оценки волнения на многочисленных маршрутах морских судов. Визуальные же наблюдения за волнением делаются систематически со всех судов на всех морских путях и во все время из плавания. Систематические записи данных этих визуальных наблюдений в вахтенных журналах судов представляют богатейший статистический материал, по которому можно определить для того или иного географического участка моря частоту повторяемости по времени (вероятность) волнения различной интенсивности или господствующего направления. Поэтому очень важно выполнить эти наблюдения по одним и тем же визуальным признакам, достаточно определенно сформулированным, чтобы оценка волнения оказалась близкой у разных наблюдателей.

Этим требованиям отвечает шкала Всемирной метеорологической организации (табл. 5). В основе ее лежат скорость ветра, измерение которой не составляет труда, и подробное описание вида Поверхности моря. Этим характеристикам поставлены в соответствие «значительная высота волн» H_0 и оценка ветра и волнения в балах Бофорта. Основой для установления такого соответствия послужили многочисленные натурные измерения (рис. 11) [123]. В верхней части рисунка даны сочетания минимальных значений разгона (μ морских миль) и продолжительности действия ветра (ν в часах), при которых волнение достигает полного развития.

Считается, что шкала Бофорта дает наилучшее описание морского волнения при визуальном его наблюдении опытными моряками. Хотя при этом и могут быть расхождения на один балл, однако при многочисленных оценках одного и того же волнения разными наблюдателями средняя оценка близка к действительности.

§ 3. Спектр стационарного волнения

Для морского нерегулярного волнения, как и для любого случайного процесса, можно построить энергетический спектр, обладающий всеми общими свойствами спектров, описанных выше (см. § 1). Конкретные свойства и особенности спектра волнения определяются физической природой волнения, а применительно к эмпирическим спектрам, построенным по экспериментальным данным, — еще и способом получения, обработки данных в их аппроксимации.

В соответствии с двумя основными моделями волнения — трехмерной и двумерной — различают спектры трехмерный (или двумерный) и одномерный (или двумерный). Пространственный спектр $S_3(\omega, \varphi)$ отражает существование в составе

трехмерного волнения систем волн с различным направлением распространения, характеризуемым углом φ , относительно господствующего направления. Эмпирические пространственные спектры строятся по планшетам волнения; объем данных такого рода сравнительно невелик. Частотный спектр $S_f(\omega)$ предполагает, что вся энергия волнения сосредоточена в системе волн господствующего направления, и потому такой спектр является интегральным по отношению к направлениям распространения волн. Эмпирические частотные спектры строятся по многограммам¹.

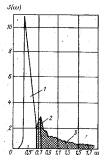


Рис. 12. Типичный экспериментальный частотный спектр морского волнения.

1 — область максимумов спектральной волнкости; 2 — энергетическая область; 3 — равновесная область.

порциональную ей дисперсию амплитуд спектральных составляющих различной частоты (размерность частоты — c^{-1} , размерность ординат спектра — $m^2 \cdot c$).

Для области относительно высоких частот (или малых длин волн) характерно динамическое равновесие между поступлением энергии к волнам от воздушного потока и диссипацией энергии при частичном обрушении гребней; эта область порождается волновыми взаимодействиями спектральных составляющих. Границей этой области можно считать вторичный максим.

В связи с ограниченностью экспериментальных данных пространственный спектр приближенно представляется в виде

$$S_f(\omega, \varphi) = S_f(\omega) \Phi(\varphi), \quad (1.48)$$

где $\Phi(\varphi)$ — функция углового распределения волновой энергии, задаваемая для углов $\varphi = \pm \pi/2$.

Таким образом, задача состоит в изучении частотного спектра и функции углового распределения.

Частотный спектр волнения. На рис. 12 показан типичный вид экспериментического частотного спектра волнения, на котором отмечены основные области спектра, имеющие физические отличия [12]. Напомним, что спектр характеризует энергию (или пропорциональную ей дисперсию амплитуд) спектральных составляющих различной частоты (размерность частоты — c^{-1} , размерность ординат спектра — $m^2 \cdot c$).

Для области относительно высоких частот (или малых длин волн) характерно динамическое равновесие между поступлением энергии к волнам от воздушного потока и диссипацией энергии при частичном обрушении гребней; эта область порождается волновыми взаимодействиями спектральных составляющих. Границей этой области можно считать вторичный максим.

мум, ярко выраженный на нисходящей ветви спектра¹. Область максимума спектральной плотности соответствует относительно низким частотам (большим длинам волн); она образована длинным турбулентного воздушного потока, в ней процесс нелинейного взаимодействия спектральных составляющих незначителен.

С некоторыми общими свойствами спектров можно познакомиться по рис. 13, на котором показаны спектры Персона для волнения различного ветрового волнения различной интенсивности (табл. 6). При небольших скоростях ветра спектр волнения располагается на больших частотах, соответствующих малым периодам и длинам волн, и с ростом скорости ветра перемещается в область малых частот (больших периодов и длин волн). Так, круговая частота, соответствующая максимуму спектра, при скорости ветра 18 уз равна около $1 c^{-1}$ (период 6 с), при скорости 30 уз — около $0,6 c^{-1}$ (период 10,5 с), при 40 и 50 уз — соответственно 0,5 и $0,45 c^{-1}$ (периоды 12,5 и 14 с). Частота, соответствующая максимуму спектра, является

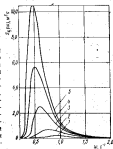


Рис. 13. Спектры волнения различного ветрового волнения различной интенсивности.

Характеристики волнения, соответствующие кривым 1, 2, 4, 5, приведены в табл. 6.

Характеристики волнения

Таблица 6

Обозначения по рис. 13	Скорость ветра, уз	Интенсивность волнения	
		$\lambda_{\text{вп}}, \text{ м}$	Баллы по шкале ГУМС
1	18	2,0	5
2	24	3,5	6
3	30	6,0	7
4	40	8,5	8
5	50	11,0	9

¹ Методическим вопросам зрительного анализа данных волнения и получения достоверных данных спектров (как частотных, так и пространственных) подробно рассмотрены в работе [12].

² На всех спектрах, рассматриваемых в дальнейшем, вторичный пик отсутствует. При практическом исследовании спектров это не имеет значения.

его важной характеристикой, так как воле этой частоты концентрируется энергия спектра. Чем больше скорость ветра и интенсивность волнения, тем более островеишим и узким становится его спектр и тем относительно меньше энергии приходится на асимптотически убывающую часть спектра.

Хотя в основном для расчетов представляет интерес спектр полностью развитого морского волнения, тем не менее может оказаться полезным и представление о нарастании энергии спектра во времени от его зарождения и до полного развития.

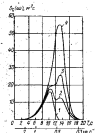


Рис. 14. Нарастание во времени энергии спектра при скорости ветра 40 уз.

1 — период 1 ч; 2 — период 4 ч; 3 — период 8 ч; 4 — период 16 ч.

Такое нарастание энергии спектра при ветре 40 уз за время 1, 4, 8 и 16 ч показано на рис. 14 [99].

На рис. 15 показаны некоторые последовательные этапы роста и затухания волнения, соответствующего скорости ветра 30 уз [94, 123]. На рис. 14 и 15 следует, что волны больших периодов возникают лишь по истечении некоторого времени после начала действия ветра, и это время тем продолжительнее, чем больше период волн, а также то, что большее значение имеет длительность действия ветра для развития волнения и, следовательно, для его спектра. Принимая во внимание сказанное выше о влиянии на волнообразование рельефа волнения и особенностей береговой линии, расположенной со стороны действия ветра, следует признать, что при скорости ветра 40 уз и более полностью развитое волнение существует редко.

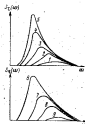


Рис. 15. Последовательные этапы роста (1—3) и затухания (4—5) волнения, соответствующего максимальной скорости ветра 30 уз.

На рассмотренных спектрах различия ширины диапазона частот, в котором энергия спектра более или менее значительна. Эта характеристика, именуемая шириной спектра, определяется с помощью так называемых моментов спектра. Моментом k -го порядка энергетического спектра называется величина, определяемая по формуле

$$m_k = \int_0^{\infty} \omega^k S_c(\omega) d\omega. \quad (1.48)$$

Очевидно, что момент нулевого порядка ($k=0$) равен

$$m_0 = \int_0^{\infty} S_c(\omega) d\omega. \quad (1.50)$$

Из сравнения с формулой (1.25) следует, что момент спектра нулевого порядка равен дисперсии волновых ординат. Момент первого порядка (первый момент)

$$m_1 = \int_0^{\infty} \omega S_c(\omega) d\omega \quad (1.51)$$

определяет статический момент площади спектра и абсциссу ее центра тяжести

$$\omega_{cp} = \frac{m_1}{m_0}. \quad (1.52)$$

которая характеризует среднюю спектральную частоту волн. Ей соответствует средний период волн

$$T_{cp} = 2\pi \frac{m_0}{m_1}. \quad (1.53)$$

близкий к статистическому $\bar{T}$, определяемому интервалом времени между соседними минимумами видимых волн.

Момент второго порядка (второй момент)

$$m_2 = \int_0^{\infty} \omega^2 S_c(\omega) d\omega \quad (1.54)$$

вместе с моментом нулевого порядка определяет эффективный период процесса, соответствующий среднему интервалу времени перепада волновых ординат через нуль:

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{m_0}{m_2}}. \quad (1.55)$$

Момент четвертого порядка

$$m_4 = \int_0^{\infty} \omega^4 S_c(\omega) d\omega \quad (1.56)$$

используется при нахождении ширины спектра по формуле

$$\Delta \omega = \sqrt{1 - \frac{\sigma^2}{\mu^2}}. \quad (1.57)$$

Чем меньше ширина спектра, тем больше концентрируется энергия волнения в узком диапазоне частот. При значениях $\sigma \leq 0,4$ спектр можно считать дельта, для него справедливо соотношение (1.29) между дисперсией волнения и параметром закона Релея, а также все зависимости, вытекающие из закона Релея, в частности (1.34). Нередко встречается волнение с широким спектром ($\sigma > 0,4$). Например, в работе [62] для девяти режимов волнения в Атлантике приведены значения $\sigma = 0,70 \pm 0,63$; в работе [14] приведены данные 23 режимов волнения, для которых σ находилось в пределах от 0,46 до 0,76. Отметим, что экспериментами установлено незначительное влияние ширины спектра волнения на волновые нагрузки, действующие на судно.

Рассмотренные выше физические и статистические закономерности образования волнения и формирования его спектра изучены пока лишь в общих чертах. Многие вопросы еще ждут своего разрешения. Невыясненным, например, остается влияние на волнообразование разности температур воздуха и поверхности моря (холодный ветер, дующий над теплой поверхностью воды, более порывист, чем теплый ветер над холодной водой). Изменения глубины воды и направления течения оказывают значительное влияние на ветровое волнение. Известно, что почти всегда генерируемые ветром волны накладываются на волны зыби, оставшиеся в данном районе моря от предыдущего волнения или пришедшие из других районов. Однако весьма трудно учесть взаимодействие ветровых волн с волнами зыби, так как последние могут находиться в разных фазах затухания и перемещаться в направлениях, которые самым различным образом сочетаются с господствующим направлением ветра, создающего данное ветровое волнение. Не существует каких-либо общих оценок влияния на спектр морского волнения географических особенностей акватории Мирового океана. Все это в совокупности привело к тому, что в настоящее время нет теоретических формул для определения спектра морского волнения, которые могли бы быть достаточно надежно рекомендованы для практических расчетов волновых нагрузок, действующих на судно.

Многие исследователи начиная с 1940 г. предлагали пользоваться эмпирическим методом определения спектров волнения, когда замеру волн и результаты их спектральной обработки соотносятся с характеристиками ветра. В связи с этим на Втором Международном конгрессе по судовым конструкциям отмечалось, что результаты, получаемые по многочисленным формулам эмпирических спектров, опубликованным авторами в разных странах, различаются весьма значительно. Нет ни одной формулы,

которую можно было бы уверенно рекомендовать для общего применения, хотя можно отметить, что любая формула, полученная по измерениям в каком-то отдельном морском районе, обычно дает приемлемые результаты при применении к предельно малой волне для того же района. Имеется много соображений относительно причин противоречий различных формул, но главным из них заключается в том, что учитываются слишком мало метеорологические факторы. Практически все эмпирические формулы выражают волновой спектр (или средние высоты волн и периоды) в простой зависимости от скорости ветра, продолжительности его действия и разгона, а некоторые только от скорости ветра. Действительные метеорологические условия оказываются обычно много сложнее.

Перед Вторым конгрессом стояла задача проанализировать имеющиеся формулы для определения спектра морского волнения и рекомендовать наиболее подходящую из них для практических расчетов действующих на судно волновых нагрузок. Необходимость подобной рекомендации вытекала из указанных выше обстоятельств и из практической целесообразности единообразия таких расчетов для накопления и сопоставления их результатов. Предложение было одано спектру, предложенному в 1963 г. В. Пирсоном и Л. Москонином [121, 123]. Этот спектр разработан на базе теории подобия С. А. Кантагородского и обширного экспериментального материала, полученного опытным персоналом десяти метеорологических судов с помощью волнографа Такера¹ в различных районах Северной Атлантики выше 30° северной широты. Записи волнения и полученные по ним спектры соответствовали некоторым «идеальным» условиям волнообразования: ветер был достаточной продолжительности, скорость его была в начале и в конце записи волнения меньше, чем средняя, а направления ветра во время всей записи совпало с пределах $\pm 45^\circ$ от среднего. Отбрасывая спектры была сгруппированы по пяти скоростям ветра: 20, 25, 30, 35 и 40 уз.

Предложенный В. Пирсоном и Л. Москонином спектр относится к полностью развитому ветровому волнению и имеет следующее аналитическое выражение спектральной плотности (в $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$):

$$S(\omega) = 0,75 \omega^{-2} \exp \left[-0,74 \left(\frac{g}{v^4} \right) \omega^4 \right], \quad (1.58)$$

где g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$; v — скорость ветра, $\text{м}/\text{с}$.

Удобнее представить ординаты спектра в нормированном виде, т. е. заменить абсолютную круговую частоту ω относительной:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{\text{гп}}}, \quad (1.59)$$

¹ Волнограф Такера — устройство для измерения волн, изобретенное в корабельном корпусе [12, 13].

где ω_0 — средняя спектральная частота [см. формулу (1.52)]. Тогда выражение (1.58) принимает вид

$$S(\omega) = 0,78 \omega_0^{-2} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-4} \exp \left[-0,74 \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-2} \right] \omega_0^{-2} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-4}. \quad (1.60)$$

Спектр Пирсона—Москвича, являясь спектром чистого ветрового волнения развитого волнения, или, как иногда говорят, «идеальным» спектром, не учитывает существования в составе волнения волн зыби, возможности неполного развития волнения и т. п. Поэтому он не подходит для практических расчетов волновых нагрузок, действующих на суда во время службы. Кораблестроителям нужен такой типовой спектр, который по возможности учитывал бы разнообразие реального морского волнения, с которым встречаются суда при их эксплуатации в море. Поэтому Второй конгресс считал целесообразным рекомендовать кораблестроителям типовой спектр, являющийся модифицированием спектра Пирсона—Москвича. Единственным независимым параметром в спектре Пирсона—Москвича является скорость ветра, что неудобно для использования спектра в кораблестроительных расчетах. Спектр, предназначенный для таких расчетов, в качестве параметров должен содержать те элементы волнения, которые непосредственно могут использоваться в расчетах и придать им наглядность, например статистические характеристики высот и периодов волн. Приводимое ниже аналитическое выражение спектра не включает скорость ветра, однако можно получить разумное приближение к любому реальному спектру путем надлежащего выбора в уравнениях (1.58) и (1.60) численных коэффициентов при частоте, соответствующих парам значений h_s и T_p . При этом рекомендуется исходить из условия равенства дисперсии волнения площади спектра и из соотношения (1.35), в котором приблизительно полагать $h_s = h_{1/3}$. Сложнее обстоит дело с периодом T_p , поскольку его значения имеют большую изменчивость. Однако есть основания предполагать, что и качественные оценки для T_p можно принять величину $T_{2\%}$, определенную по первому моменту спектра [см. формулу (1.53)]. В результате спектр определяется следующим выражением (в $m^2 \cdot c$):

$$S(\omega) = 0,0175 h_s^2 T_p^{-2} \omega^{-2} \exp \left[-0,44 \omega^{-2} \right] \quad (1.61)$$

или в безразмерной форме

$$\bar{S}(\omega) = \frac{S(\omega)}{h_s^2 T_p^{-2}} = 0,0175 \omega^{-2} \exp \left[-0,44 \omega^{-2} \right]. \quad (1.62)$$

Этот спектр и получил название спектра Второго конгресса по конструкции судов.

Как уже отмечалось, первоначально были рекомендованы соотношения $h_s = h_{1/3}$ и $T_p = T_{2\%} = \bar{T}$. На Третьем конгрессе была

подтверждена целесообразность практического применения спектра (1.61), но было указано на предпочтительность использования формул (1.40) или (1.42) для установления зависимости между h_s и $h_{1/3}$, а также формула (1.44) или (1.45) для определения связи между T_p и $\bar{T}$.

Стоящая в правых частях уравнений (1.61) и (1.62) функции

$$f(\omega) = \omega^{-2} \exp \left[-0,44 \omega^{-2} \right] \quad (1.63)$$

зависят только от относительной круговой частоты $\omega = \omega/\omega_0$. Кривая, изображающая эту функцию, называется формой спектра волнения Второго конгресса.

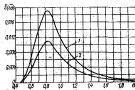


Рис. 16. Безразмерные кривые спектра морского волнения Второго Международного конгресса по конструкции судов.

1 — по формуле (1.62); 2 — по формуле (1.60).

Переходя с помощью соотношений табл. 3 от $h_{1/3}$ к высоте волны h_s , которой по шкале ГУГМС характеризуется интенсивность волнения, получаем другое выражение для спектра Второго конгресса, используемое в отечественной практике:

$$S(\omega) = 0,018 h_s^2 T_p^{-2} \omega^{-2} \exp \left[-0,44 \omega^{-2} \right] \quad (1.64)$$

или в безразмерной форме

$$\bar{S}(\omega) = \frac{S(\omega)}{h_s^2 T_p^{-2}} = 0,018 \omega^{-2} \exp \left[-0,44 \omega^{-2} \right]. \quad (1.65)$$

Легко видеть, что безразмерные спектры по формулам (1.62) и (1.65) лишь численными коэффициентами отличаются от формы спектра (1.63). Их графики приведены на рис. 16.

Как рассмотренный спектр, так и другие эмпирические частотные спектры являются частными случаями следующего общего выражения:

$$S(\omega) = A \omega^{-2} \exp \left(-B \omega^{-\eta} \right), \quad (1.66)$$

где A, B, k, n — параметры спектра, зависящие от условий волнообразования. Первые два параметра спектра связаны с этими параметрами [12]:

$$m_0 = AB^{-\frac{1-k}{n}} \frac{1}{n} \Gamma\left(\frac{k-1}{n}\right); \quad (1.67)$$

$$m_2 = AB^{-\frac{1-k}{n}} \frac{1}{n} \Gamma\left(\frac{k-3}{n}\right). \quad (1.68)$$

В частности, для спектра Второго конгресса в форме (1.64)

$$\left. \begin{aligned} A &= 0,01 k_2^2 \bar{T}_{0,2}^2; \\ B &= 0,44 k_2^2; \\ k &= 5; \quad n = 4, \end{aligned} \right\} \quad (1.69)$$

а моменты спектра равны

$$m_0 = 0,143 \left(\frac{A k_2}{2}\right)^2; \quad (1.70)$$

$$m_2 = 1,17 m_0 \bar{T}_{0,2}^2. \quad (1.71)$$

Из сравнения (1.50) с (1.25) видно, что нулевой момент спектра равен дисперсии волнения; это условие для рассматриваемого спектра выполняется, о чем свидетельствует сравнение зависимостей (1.34) и (1.70).

По формуле (1.55) находится значение эффективного периода

$$T_e = 0,92 T_{0,2}. \quad (1.72)$$

Частота максимума спектра, определяемая из условия $\frac{dS}{d\omega} = 0$, равна

$$\omega_{max} = 0,77 \omega_{0,2}. \quad (1.73)$$

Иногда спектр Второго конгресса (1.61) называют спектром Пирсона—Московина, как бы отождествляя его с выражением (1.59). Уже из сказанного выше видно, что для этого нет оснований. На рис. 17 показаны спектр Пирсона—Московина (1.59) и спектр Второго конгресса (1.61) для скорости ветра 30 уз [при вычислении ординат спектра (1.61) значения k_2 и T_2 считались с графиков рис. 11, соответствующих скорости ветра 30 уз, и оказались равными 5,6 м и 7,6 с]. Видно существенное различие между этими спектрами. При составлении надо иметь в виду, что спектр Пирсона—Московина однозначно определяется скоростью ветра. Поскольку не существует однозначной связи между скоростью ветра и значениями k_2 и T_2 , то спектр Конгресса на рис. 17 изображен некоторой средней кривой, для вычисления ординат которой условно приняты указан-

ные значения k_2 и T_2 . При скорости ветра 30 уз высота волны, например, может измениться на $\pm 10\%$, а это приведет к изменению ординат спектра на $\pm 20\%$. При уменьшении высоты волны спектр Конгресса приблизится к спектру Пирсона—Московина, его максимум окажется даже несколько ниже максимума второго спектра. При увеличении высоты волны спектр Конгресса значительно увеличится по своей площади и будет еще больше отличаться от спектра Пирсона—Московина.

Второй Международный конгресс по конструированию судов, пользуясь спектром Пирсона—Московина (1.59) как основой, внес в него достаточно существенные изменения, позволившие считать спектр Конгресса или самостоятельным, или модифицированным спектром Пирсона—Московина.

Работа по совершенствованию типовых спектров волнения продолжается. Примером могут служить спектры Москвина, которые на рис. 18 [10] сравниваются со спектром Пирсона—Московина (1.58) для волнения, соответствующего разным скоростям ветра. Видно, что спектры Москвина, относящиеся к небольшим скоростям ветра, располагаются выше спектра (1.58) из-за наличия волн зыби, характерных для Северной Атлантики.

В то же время типовые спектры Москвина размещаются ниже идеальных спектров Пирсона—Московина при больших скоростях ветра, указывая на то, что штировое волнение в среднем не является полностью развитым, как это предусматривается идеальным спектром. Сравнение диаграмм на рис. 18, а с диаграммой рис. 17 (обе относятся к скорости ветра, равной 30 уз) показывает существенное разное соотношение спектра Конгресса с типовым спектром Москвина и с идеальным спектром Пирсона (1.58).

Угловое распределение волновой энергии. Поскольку, как отмечалось выше, частотный спектр является интегральным по отношению к направлению распространения волн, он связан с пространственным спектром зависимостью

$$S_\omega(\omega) = \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} S_\omega(\omega, \varphi) d\varphi = \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} S_\omega(\omega) \varphi(\varphi) d\varphi. \quad (1.74)$$

Отсюда следует, что функция углового распределения энергии $\varphi(\varphi)$ должна удовлетворять условию

$$\int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \varphi(\varphi) d\varphi = 1. \quad (1.75)$$



Рис. 17. Сравнение спектров волнения при скорости ветра 30 уз.

— спектр Пирсона—Московина;
----- модифицированный спектр по конгрессу судов.

К настоящему времени предложено различные аппроксимации функции $\psi(\varphi)$, построенные по экспериментальным данным. Например, В. Парсином, Г. Нейманом, Р. Джеймсом для раз-

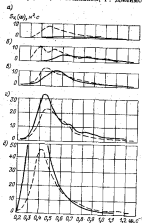


Рис. 18. Сравнение спектров при разных скоростях ветра: а — скорость ветра 25 уз; б — то же 30 уз; в — то же 40 уз; г — то же 50 уз. — — — расчетный спектр (по [1,61]); — — — теоретический спектр (по [1,61]).

работы спектрального метода предсказания волн была использована функция

$$\psi(\varphi) = \frac{2}{\pi} \cos^2 \varphi. \quad (1.76)$$

Такую же рекомендацию дает Е. Льюис [101]. Е. Абрахамсен [60] принимает

$$\psi(\varphi) = 0.75 \cos^2 \varphi. \quad (1.77)$$

Обработки записей волнения на мелководье (Г. В. Матушевский и С. С. Стрекалов) и на глубокой воде (Г. Барнетт и Л. Валькерсон) свидетельствуют о пропорциональности углового распределения $\cos^2 \varphi$. Четвертый Международный конгресс по конструкции судов (1970) рекомендовал функцию

$$\psi(\varphi) = \frac{8}{\pi} \cos^2 \varphi. \quad (1.78)$$

Численные значения функций, определяемых формулами (1.76) — (1.78):

$\varphi, ^\circ$	0	± 20	± 40	± 60	± 80	± 90
$\frac{2}{\pi} \cos^2 \varphi$	0,636	0,562	0,373	0,159	0,049	0
$0,75 \cos^2 \varphi$	0,750	0,622	0,337	0,096	0,004	0
$\frac{8}{\pi} \cos^2 \varphi$	0,859	0,646	0,292	0,053	0,001	0

Как видно, порочающиеся функции существенно различаются между собой. Основной их недостаток состоит в том, что они базируются на небольшом экспериментальном материале, относящемся частично к смешанному океанскому волнению, частично к приближенному волнению. Недостаточно последована достоверность спектральных функций, по которым получены эти аппроксимации.

В работе [12] на основе анализа обширного материала, охватывающего широкий диапазон условий волнообразования, дана более достоверная оценка функции углового распределения. Не приводя здесь самого выражения из-за его сложности, отметим лишь, что согласно этому распределению основная часть энергии (от 50 до 70%) сосредоточена в сравнительно узкой области $\pm 35^\circ$, расположенной симметрично относительно господствующего направления распространения волн. Кроме того, характер углового распределения энергии зависит от интенсивности волнения, а сама функция зависит не только от угла φ , но и от частоты ω , т. е. имеет вид $\psi(\omega, \varphi)$. Дальнейшие исследования по уточнению и упрощению пространственных спектров позволяют перейти к широкому их использованию.

§ 6. Повторяемость волнения. Экстремальные высоты волн

Таблицы повторяемости волнения. Спектр стационарного регулярного волнения (1.61) характеризуется значениями высоты волн и периодом волнения. Основным источником информации

об этих величинах служат многочисленные визуальные наблюдения, записываемые в вахтенных журналах судоводителями за каждую вахту в виде пары A_0-T_0 . Каждой такой паре на данном участке моря соответствует определенная вероятность ее появления. Если полное время существования волнения, характеризующего всеми возможными парами, включая и шторм, обозначить через 100%, то процент времени, приходящийся на каждую пару (частота появления пары), будет оценкой ее вероятности. В настоящее время океаны и моря разбиты на такие отдельные участки, для которых частоты появления различных пар A_0-T_0 примерно постоянны. Таблицы, в которых приводятся эти сочетания и их частота для различных участков моря, называются таблицами погодности волнения. Они бывают двух видов. В одних указываются только частоты появления пар A_0-T_0 без учета господствующего направления волнения. Таковой является табл. 7, содержащая данные для участка моря

Таблица 7

Погодность сочетаний визуальных характеристик волнения и периода волн в районе Исландии (Гренландское море)

T_0, c	$A_0, м$						Всего
	<1,5	1,5-2,5	2,5-4,5	4,5-6,5	6,5-10	>10	
<7,0	22,9	25,8	5,5	1,1	0,5	0,1	55,9
7,1-9,0	1,5	11,8	6,9	2,0	0,9	0,4	23,5
9,1-11,0	0,5	4,0	4,5	1,0	0,3	0,2	10,5
11,1-13,0	0,2	1,1	2,0	0,9	0,6	0,4	6,2
13,1-15,0	0,1	0,3	0,6	0,3	0,3	0,2	1,8
15,1-18,0	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	1,3
Всего	26,6	48,2	19,7	6,3	3,4	1,8	100

аблики Исландии (по номенклатуре Международного конгресса по конструкции судов это участок 2, он считается одним из самых тяжелых для судоходства). Таблица получена по 67 019 визуальным наблюдениям, произведенным плавосетками на попутных рейсах нормально эксплуатируемых судов. Такие таблицы составлены уже более чем для 50 различных участков моря. В них высоты и периоды волн разбиты на шесть разрядов, так что в каждой таблице приводится частота появления 36 пар A_0-T_0 . В таблицах другого вида приводятся частоты появления различных высот A_0 и периодов волн T_0 в сочетании с восьмию направлениями волнения. Примером может служить табл. 8, составленная для того же участка моря. Частота появления какой-либо пары A_0-T_0 при фиксированном направлении волнения может быть найдена по теореме умножения вероятностей как

Таблица 8

Погодность преобладающих направлений и характеристик волнения волнения в районе Исландии

Направление	Высоты волн $A_0, м$						Периоды волн T_0, c					
	<1,5	1,5-2,5	2,5-4,5	4,5-6,5	6,5-10	>10	<7	7,1-9,0	9,1-11,0	11,1-13,0	13,1-15,0	>15
N	4,1	6,0	2,3	0,7	0,3	0,3	15,7	7,3	2,2	0,4	0,1	11,1
NE	2,0	2,6	0,8	0,2	0,1	—	5,7	3,8	1,2	0,3	0,1	6,1
E	3,2	2,4	0,7	0,2	0,1	—	5,6	4,0	1,1	0,5	0,2	5,9
SE	2,2	3,8	1,0	0,3	0,1	—	6,3	4,2	1,3	0,6	0,2	6,5
S	3,8	5,8	2,5	0,7	0,3	0,1	13,2	8,1	3,0	1,3	0,5	13,3
SW	3,7	7,2	3,5	1,2	0,6	0,4	18,9	9,5	4,4	2,2	0,9	17,5
W	4,7	10,6	6,0	2,2	1,4	0,7	25,6	12,2	6,8	4,1	1,6	25,8
NW	2,9	5,8	2,9	0,9	0,5	0,3	13,3	6,8	3,5	2,0	0,9	13,8
Всего	25,6	43,2	19,7	6,3	3,1	1,8	100,0	55,9	26,5	12,3	5,2	100,0

произведение частот на строки, соответствующей данному направлению (значения частот должны быть выражены в долях единицы). Следовательно, таблица определяет всего $6 \times 6 \times 8 = 288$ сочетаний элементов волн и направлений, которые образуют полную группу событий. Переход от визуальных значений A_z и T_z к статистическим характеристикам производится в соответствии с формулами (1.40), (1.41) и (1.45). Обратим внимание на то, что во всех таблицах повторяемости волнения в последнюю группу высот волн входит все волны высотой больше $A_z \geq 8$ м, что соответствует $A_{95} \geq 10,4$ м. Наиболее сильное волнение по шкале ГУТМС включает все волны, для которых $A_{95} > 11$ м, а по шкале Всемирной метеорологической организации — все волны $A_{95} > 15,5$ м ($A_{95} > 13,7$ м).

Экстремальные высоты волн. Кораблестроители, естественно, должны интересоваться наибольшими значениями высот волн, которые могут встретиться при эксплуатации судна. Очевидно, что такие волны могут возникнуть при очень сильном шторме, и визуально определить их высоты в этих условиях крайне трудно.

В. Баском [1] полагает, что если бы ветер дул со скоростью 50 уз в течение 3 суток при разголе 1500 миль (2750 км), то средняя высота наиболее высоких волн была бы равна примерно 30,5 м. К счастью, шторм такой интенсивности и продолжительности является редким явлением. Однако и при шторме с меньшей чем 50 уз скоростью ветра всегда имеется возможность появления очень высоких волн. Трудно предсказать, когда и где они возникнут и какова будет их высота, но «сверхволны», безусловно, имеют шанс на существование. Например, если наблюдать тысячу волн в 20 различных условиях, то в одном случае самая высокая волна из тысячи будет в 2,2 раза больше средней высоты $1/3$ наиболее высоких волн. Таким образом, если эта последняя ($H_{1/3}$) составит 14,5 м (как будет при полностью развитом стационарном волнении, соответствующем скорости ветра 40 уз), то самая высокая волна может достигнуть 29,5 м. Подобная волна возникнет лишь в каком-то фантастическом шторме; она будет очень неустойчивой. Волна поднимается в воздух, попадая в воздушный поток, движущийся со скоростью 40 уз, и оказывается почти вдвое выше всех соседних волн. Ветер не замедлит сорвать ее гребень, и волна разобьется на глубокой воде. Именно такого рода разбивающиеся штормовые волны (не обязательно «сверхволны») причиняют наибольший ущерб судам. Тисячи тонн воды — разрушительный гребень океанской волны даже средних размеров — моментально сплоск с палубы все надстройки. Огромная разница в разрушительной силе разбивающихся и неразбивающихся волн на глубокой воде заслуживает рассмотрения, поскольку с ней связано одно из главных свойств волн. Находясь в воде предметы, в том числе и суда, стремятся совершать те же движения, что и несущая их вода. Судно при сильном волнении описывает

крути в вертикальной плоскости, приближающееся по диаметру к орбитам частиц воды в волне. Корпус лишь немного смещается относительно окружающей воды, но в таком положении он находится в безопасности. Если же с волны сорвется гребень, он будет двигаться с большой скоростью, обогнав перемещение профиля волны, и притом независимо от движущихся по орбитам частиц воды (в также и от нашего судна). И если их пути пересекутся, то столкновение может иметь катастрофические последствия.

В. Баском [1] пишет: «Если вы спросите моряков указать конкретные размеры, которые могли бы пригодиться при проверке теории волн, они дадут цифры, какие захотят. А поскольку названные ими размеры часто наступают в противоречие с теорией, остается вопрос, а чем же причина, в обмене значения или в несостоятельности теории. Кроме того, при статистическом подходе к разнообразию волн трудно опровергнуть какое бы то ни было конкретное наблюдение. ... Газетные сообщения о столкновении судов с особенно крупными волнами во время шторма чаще всего имеют в виду ту картину пожара, которая возникает, если судно с ходу зарывається носом в волну. Например, если вода перекачивается через штурманский мостик, расположенный на 30,5 м выше ватерлинии, то в официальном рапорте фигурирует 30-метровая волна. Разумеется, внезапно обрушившаяся на такую высокую точку корабль тонит «белой» воды производят устрашающее впечатление. Но само по себе это стечение обстоятельств никак не свидетельствует о высоте волн. ...»

В. Корниш, английский ученый, который почти полвека проле в кругосветных плаваниях, собрав данные об океанских волнах, пришел к выводу, что в Северной Атлантике штормовые волны высотой 13—14 м — довольно обычное явление; он сообщал о нескольких штормах с еще гораздо большими волнами. Подытоживая результаты своих исследований для волн, он приводит расстояния от гребня до гребня ветровых волн, равные 184—245 м, и описывает волны зыби вдвое или втрое более длинные. В южной части Тихого океана, в районе острова Маккуори (57° ю. ш., 150° в. д.) в 1956 г. с дизель-электрохода «Обя» была замерена высота волны, равная 24,9 м, при скорости ветра 30—36 м/с. Это почти в 1,5 раза больше, чем соответствующая той же скорости ветра высота с обеспеченностью 3%.

В докладе Первого комитета Третьего Международного конгресса по конструкции судов приведены следующие данные об особенно высоких волнах, наблюдавшихся зимой 1963 г. в северной части Тихого океана:

В двух случаях при скорости ветра 42 уз $A_{1/10} = 12$ м ($A_{95} = 16$ м)

То же 32 уз $A_{1/10} = 15$ м ($A_{95} = 20$ м)

« 36 уз $A_{1/10} = 15$ м ($A_{95} = 20$ м)

Там же приведены следующие наибольшие высоты волн, замеренные в течение 1960—1969 гг. с метеорологических судов в Атлантическом океане:

Судно	A	B	C	D	E	F	G	H
A ₂₀ м	20	20	16,5	20	14,5	30	30	26
A ₁₀ м	45	15	12,5	15	10,5	15	15	18
Число волн	1	7	11	1	2	10	2	1

Повторяемость высоких и очень высоких волн по наблюдениям за 10 лет (в процентах) на всех указанных метеорологических судах следующая:

Высоты волн

A₂₀ = 6,5—12,8 м 0,9

A₁₀ > 12,8 м 0,2

Средние периоды волн

13,1—17 с 0,5

> 17 с 0,4

Г. Ларсен сообщил, что на болгарском судне в районе Исландии в феврале 1962 г. инструментально были замерены необычайно высокие волны:

При скорости ветра 50 уз $H_{1/10} = 14,9$ м ($H_{2/5} = 19,8$ м)

То же 54 уз $H_{1/10} = 16,7$ м ($H_{2/5} = 21$ м)

— 57 уз $H_{1/10} = 16,7$ м ($H_{2/5} = 22,2$ м)

В книге [13, табл. 10.1] приведены данные о предельно возможных высотах волн один раз за 30 лет и больше (табл. 9).

Предельные высоты волн

Зона океана	H_{30} , м	H_{100} , м
Умеренная Северная Атлантика (40—60° с. ш.)	20	38
Умеренная Южная Атлантика (40—60° ю. ш.) и Индийский океан	23	32,5
Северная (25—50° с. ш.) и Южная (42—55° ю. ш.) части Тихого океана	21	29,5

§ 7. Нагрузки на стационарном волнении

Под воздействием волнения судно как твердое тело совершает те или другие неравномерные перемещения (например, вертикальную, килевую, бортовую качку) и одновременно в нем, как в упругом теле, возникают деформации и напряжения, создаваемые возникающими при качке гиробуссиями и крутящими моментами, перевертывающими, гидродинамическими и инерционными силами. Эти силы и моменты, вызываемые волнением и изменяющиеся с кажущимися периодами волн, называются волновыми нагрузками. Волновые нагрузки действуют на корпус судна вместе с нагрузками на тихой воде. Соотношение значений нагрузок на тихой воде и волновых во многом определяется изменчивостью их во времени. Весовая нагрузка на тихой воде может колебаться в широких пределах от рейса к рейсу, хотя для наиболее интересных расчетных случаев плаванья судна с полным грузом изменение этой нагрузки оказывается небольшим и обусловлено лишь расходом переменных грузов (топлива, воды, балласта). Изменение весовой нагрузки происходит, во всяком случае, гораздо медленнее, чем волновых нагрузок под действием переугарного морского волнения. При этом разброс значений относительно среднего выше у волновых нагрузок, во среднем значении нагрузок на тихой воде, как правило, выше, чем среднее значение волновых. Поэтому суммарные нагрузки, во включившие наибольшие (экстремальные) волновые нагрузки, более чем наполовину состоят из медленно меняющихся (квазистатических) нагрузок на тихой воде, и только те суммарные нагрузки, в которые попадают наибольшие волновые, определяются преимущественно этими волновыми нагрузками. Несмотря на указанные различия в соотношении значений нагрузок на тихой воде и волновых, роль последних в обеспечении прочности и надежности корпуса судна всегда велика. Это связано прежде всего с малыми периодами наименьших волновых нагрузок и, как следствие, с большим числом циклов их воздействия на корпусные конструкции.

Корпус судна как линейная динамическая система преобразует случайный процесс морского волнения в случайный процесс изменения волновых нагрузок, статистические закономерности которого те же, что и у исходного процесса волнения. Так как морское стационарное волнение является нормальным случайным процессом, ординаты которого подчиняются нормальному закону распределения (1.7)—(1.9) со средним, равным нулю, а амплитуды — закону Релея (1.10)—(1.12), то и ординаты волновых нагрузок тоже распределяются по нормальному закону со средним, равным нулю, а амплитуды — по закону Релея.

Следовательно, амплитуды этих нагрузок той же или обеспеченности полностью определяются параметром E или связанным с ним стандартом процесса [см. формулу (1.26)]. Потабличке на с. 17, например, видно, что для случайных величин, распределенных по закону Релея, следовательно, и для амплитуд волновых нагрузок, случайная величина, равная $3\sqrt{E}$, имеет обеспеченность 10^{-4} , а величина, равная $4,3\sqrt{E}$ — обеспеченность 10^{-6} . (При среднем периоде волнения 6 с судно в течение часа испытывает 600 волновых нагрузок, а за сутки, год и 20 лет нахождения в море число циклов нагрузок будет составлять соответственно около $1,5 \cdot 10^4$, $5 \cdot 10^6$ и 10^8). Следовательно, значения случайной волновой нагрузки, соответствующие однократному ее превышению за эти сроки, равны $3,1\sqrt{E}$, $3,85\sqrt{E}$, $4,3\sqrt{E}$).

Сказанное относится ко всем низкочастотным волновым нагрузкам. Поскольку значение параметра E (или связанного с ним стандарта) той же или волновой нагрузки дает возможность определять эту нагрузку с любой требуемой обеспеченностью, то нахождение стандартов различных волновых нагрузок является основной задачей вероятностного расчета этих нагрузок.

Стандарт волновой нагрузки. Поскольку дисперсия стационарного случайного процесса определяется площадью спектра этого процесса, то вычисление дисперсии нагрузки и, следовательно, ее стандарта сводится к нахождению спектра этой нагрузки. Как было сказано в § 2, корпус судна можно рассматривать как линейную динамическую систему, преобразующую случайный стационарный процесс морского волнения на «выходе» системы в стационарный случайный процесс на ее «выходе», т. е. корпус судна преобразует спектр входного процесса — морского волнения в спектр выходного процесса — волновой нагрузки в соответствии с формулой (1.28). Входящую в эту формулу амплитудно-частотную характеристику системы — корпуса судна относительно рассматриваемой волновой нагрузки удобно представлять в дважды нормированной форме выражением

$$a_n(\omega) = a_n^{\max} \bar{a}_n \left(\frac{\omega}{\omega_{\max}} \right) = a_n^{\max} \bar{a}_n(\bar{\omega}), \quad (1.79)$$

где $a_n^{\max}$ — наибольшая ордината амплитудно-частотной характеристики; $\bar{a}_n = a_n/a_n^{\max}$ — ордината формы этой характеристики; $\omega_{\max}$ — частота, соответствующая максимальной ординате этой же характеристики;

$$\frac{\omega}{\omega_{\max}} = \frac{\omega}{\omega_{cr}} \frac{\omega_{cr}}{\omega_{\max}} = \bar{\omega}, \quad (1.80)$$

здесь $\bar{\omega} = \omega/\omega_{cr}$ — относительная частота;

$$\bar{\omega} = \frac{\omega_{cr}}{\omega_{\max}} = \frac{T_{\max}}{T_{cr}}. \quad (1.81)$$

Безразмерная величина $\bar{\omega}$, показывающая, насколько близки $T_{\max}$ и T_{cr} , называется коэффициентом настройки.

Подставляя в формулу (1.28) выражения для спектра морского волнения (1.64) и для амплитудно-частотной характеристики (1.79), получаем спектр волновой нагрузки. Интерпретируя

этот спектр по относительной частоте и учитывая, что $\bar{\omega} = \omega/\omega_{cr}$ и $d\omega = \omega_{cr} d\bar{\omega} = \frac{2\pi}{T_{cr}} d\bar{\omega}$, находим, в соответствии с формулой (1.25), дисперсию волновой нагрузки. Корень квадратный из этой дисперсии равен, как известно, стандарту рассматриваемой волновой нагрузки. Не выписывая здесь полное аналитическое выражение для дисперсии волновой нагрузки, приведем лишь окончательное выражение для стандарта этой нагрузки в предположении плавления судна на двумерном волнении с курсовым углом $\varphi = 0^\circ$:

$$\sigma_n = \delta_{20} a_n U_n(\varphi), \quad (1.82)$$

где

$$U_n^2 = 2\pi \int_0^{\bar{\omega}_n} \bar{Z}_c(\bar{\omega}) \bar{a}_n^2(\bar{\omega}, \varphi) d\bar{\omega}, \quad (1.83)$$

В выражении (1.83) для безразмерной функции U_n под интегралом находится произведение ординат формы спектра морского волнения [см. формулу (1.65) и рис. 16] и квадратов ординат формы амплитудно-частотной характеристики волновой нагрузки.

Исследование большого количества передаточных функций различных волновых нагрузок показало [25], что, судя по экспериментальным данным и по расчетным определениям этой функции, параметры, оказывающие на нее существенное влияние (форма обводов корпуса, соотношения главных размеров, распределение весовой нагрузки по длине судна, скорость судна, курсовые углы), почти не изменяют дважды нормированной формы амплитудно-частотной характеристики, а связываются главным образом с значениями параметров $\omega_{\max}$ и $a_n^{\max}$. Форма частотных характеристик для каждой отдельной волновой нагрузки может считаться достаточно стабильной, а небольшие ее изменения мало влияют на стандарт нагрузки. Что же касается $a_n^{\max}$ и $\omega_{\max}$, то они зависят от перечисленных выше параметров судна и режима его движения на волнении.

Формула (1.82) из-за учета трехмерности волнения и различных курсовых углов увеличивает нагрузку при ходе судна вразрез основному направлению волн ($\varphi = 0^\circ$) и резко увеличивает волновые нагрузки при косых курсах (особенно при $\varphi = 90^\circ$). Поэтому для более правильной оценки волновых нагрузок необходимо учитывать трехмерность волнения. Переходя к трехмерному

волнению, будем полагать, что по отношению к основной (преобладающей) системе волн курсовой угол равен φ , а по отношению к другим системам того же волнения, составляющим углы φ_1 с основной системой, курсовые углы судна равны $\varphi - \varphi_1$. В этом случае формула спектрального преобразования (1.26) должна применяться к каждой системе волн, спектр которой определяется формулами (1.48) и (1.74), а амплитудно-частотная характеристика должна соответствовать курсовому углу $\varphi - \varphi_1$. Найденные для каждой системы волн дасерасы должны быть просуммированы по всем направлениям φ_1 , в результате чего будет получено выражение (1.82) для стандарта волновой нагрузки в случае плавания судна на трехмерном волнении; в этом выражении функция U_s имеет следующий вид:

$$U_s^2 = 2\pi \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \varphi(\varphi_1) \int_0^\infty \bar{S}_s(\omega) \bar{a}_s^2(\omega, \alpha, \varphi_1) d\omega d\varphi_1 \quad (1.84)$$

Полученный при этом стандарт волновой нагрузки соответствует курсовому углу судна, намеренному по отношению к основной системе волн.

Изложенная выше схема определения и представления стандарта любой волновой нагрузки предложена В. В. Колядиным [25].

При заданной функции углового распределения энергии спектра безразмерная функция U_s для каждого курсового угла зависит только от коэффициента настройки ϵ , так что для разных курсовых углов может быть получено семейство графиков $U_s(\epsilon, \varphi)$. При наличии таких графиков для той или иной волновой нагрузки определение стандарта этой нагрузки по формуле (1.82) является простой задачей. На рис. 19 показаны нормированные формы амплитудно-частотных характеристик для некоторых волновых нагрузок, полученные по скрутинам и разложениям данным теоретических и экспериментальных работ [26]. Наиболее удовлетворительно изучена частотная характеристика для волнового вертикального изгибающего момента в мидельном сечении. Вычисленные [25] для этого момента графики безразмерной функции $U_{M_z}(\epsilon, \varphi)$ приведены на рис. 20, а, на котором видно следующее.

1. Функция U_{M_z} имеет максимум при разных значениях коэффициента настройки в зависимости от курсовых углов φ и от того, учитывается ли трехмерность волнения.

2. На трехмерном волнении и при $\varphi \leq 60^\circ$ максимум функции U_{M_z} имеет место при $\epsilon = 1,1 \div 1,3$; меньшие углы соответствуют меньшим ϵ .

3. Максимальные значения U_{M_z} при учете трехмерности волнения меньше максимальных значений этой функции без учета трехмерности примерно на 15%. Следовательно, волновые на-

грузки на трехмерном волнении меньше, чем на двумерном. Однако при $\epsilon > 1,8$ и при $\varphi < 35^\circ$ учет трехмерности приводит к увеличению волновой нагрузки.

Выводы, сделанные применительно к волновому вертикальному изгибающему моменту в мидельном сечении, имеют более общий характер и могут быть отнесены к некоторым другим волновым нагрузкам, которые, как и вертикальный момент, связаны с продольной частью судна (гидродинамические давления, инерционные силы). Другие нагрузки (горизонтальный изгибающий момент, крутящий момент) иначе зависят от относитель-

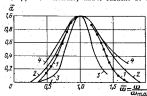


Рис. 19. Формы амплитудно-частотных характеристик волновых нагрузок.

1 — нормированный изгибающий момент ($\varphi = 0^\circ$); 2 — продольный изгибающий момент ($\varphi = 90^\circ$); 3 — ортогональный изгибающий момент ($\varphi = 90^\circ$); 4 — усреднение для вертикального момента ($\varphi = 0^\circ$).

ных для волн и курсового угла, что отражается в соответствующих им функциях $U_s(\epsilon, \varphi)$. На рис. 20, б приведены графики функции $U_{M_z}(\epsilon, \varphi)$.

В формулу (1.82), определяющую стандарт волновой нагрузки, входит наибольшая ордината амплитудно-частотной характеристики волновой нагрузки a_s^{max} , которая должна определяться для регулярной волны, имеющей амплитуду (полувысоту), равную 1 м, и длину, соответствующую частоте максимума амплитудно-частотной характеристики ω_s^{max} . В общем случае для любой волновой нагрузки можно записать

$$a_s^{max} = \gamma c_s^{max} / (L, B, H, T), \quad (1.85)$$

где γ — удельный вес морской воды; c_s^{max} — безразмерный коэффициент, зависящий от коэффициентов формы корпуса, соответствующих главных размерений, распределения массы судна, скорости судна и курсового угла; $f(L, B, H, T)$ — степенная функция главных размерений судна (например, для

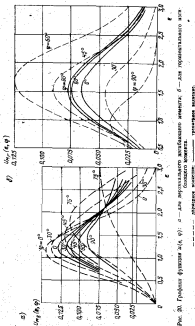


Рис. 30. Графики функций $M(a, \varphi)$: a — для вертикального изгибающего момента; b — для горизонтального изгибающего момента. — — — переходная зона.

изгибающих моментов BL^3 , для крутящего момента LB^3). Очевидно, что коэффициент c_M^{max} равен отношению наибольшей волновой нагрузки на регулярном волнении при амплитуде (полувысоте) волны, равной 1 м, к величине $\gamma(L, B, H, T)$. Этот коэффициент должен определяться с учетом всех гидродинамических и инерционных сил, действующих на корпус судна на волнении. Он может быть найден расчетом или по модельным испытаниям в опытовом бассейне на регулярном волнении (см. [50]). Подставляя значение c_M^{max} в (1.82), получаем

$$\sigma_M = \sigma_M^{\text{max}} c_M^{\text{max}} \gamma(L, B, H, T), \quad (1.86)$$

где

$$\sigma_M^{\text{max}} = k_{2M} U(a), \quad (1.87)$$

Пользуясь терминологией Г. В. Бойцова [4], величину σ_M^{max} по (1.87) можно назвать стандартом «эквивалентных волн». Из сравнения (1.87) с (1.83) видно, что стандарт волновой нагрузки численно равен амплитуде такой же нагрузки при действии на судно регулярных волн, имеющих амплитуду (полувысоту) a_{eq} и длину, соответствующую частоте ω_{max} . Такую регулярную волну можно считать эквивалентной к отношению создаваемой волновой нагрузки, соответствующей нерегулярному волнению. Амплитуды «эквивалентных волн» распределяются по закону Релея, параметр которого связан со стандартом σ_M^{max} соотношением (1.26). Поскольку значения стандартов σ_M^{max} и σ_N^{max} связаны между собой линейной зависимостью (1.86), то статистические характеристики волновой нагрузки пропорциональны соответствующим характеристикам «эквивалентных волн».

Часто стандарт волновой нагрузки выражают формулой

$$\sigma_M = \sigma_{M0} \gamma(L, B, T, H), \quad (1.88)$$

где

$$\sigma_{M0} = k_{2M} a(a) c_M^{\text{max}} \quad (1.89)$$

по аналогии с (1.87) называется стандартом «эффективных волн».

Из сравнения формул (1.89) и (1.87) видно, что стандарты «эффективных» и «эквивалентных волн» (а следовательно, и пропорциональные этим стандартам амплитуды «эффективных» и «эквивалентных волн») различаются коэффициентом c_M^{max} .

Для волнового вертикального изгибающего момента в миделевом сечении удобно считать коэффициент c_M^{max} равным произведению двух безразмерных множителей:

$$c_M^{\text{max}} = c_M^{\text{max}} K_{\text{eq}}, \quad (1.90)$$

Первый множитель $\chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}} = \frac{c_{\text{ст.ст.}}}{M}$ — коэффициент, показывающий, во сколько раз момент на регулярном волнении меньше момента при статической постановке судна на волну; $\chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}} = 0,40 \div 0,80$.

Второй множитель $K_{\text{ст.ст.}}$ — средний для вершины и подопыи волны коэффициент волнового вертикального изгибающего момента в идеальном сочении при статической постановке судна на регулярную волну длиной, равной длине судна (без учета эффекта Смита); $K_{\text{ст.ст.}} = 8,067 (\delta - 0,13)$.

Значения коэффициентов $\chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}}$ и $\chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}}$ могут быть найдены экспериментально при модельных испытаниях в опытовом бассейне или из расчета продольной качки судна. Они могут быть определены также по эмпирическим формулам Мура (см. [50]) или по формулам Е. А. Павленовой, А. И. Максимаджи, Ю. А. Ненадова. Пользуясь значениями этих коэффициентов и прикладывая во внимание, что для изгибающего момента $I(L, B, H, T) = BL^3$, можно для максимума амплитудно-частотной характеристики вертикального изгибающего момента в соответствии с (1.85) написать

$$\alpha_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}} = \chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}} K_{\text{ст.ст.}} c_{\text{ст.ст.}} BL^3. \quad (1.91)$$

Подставляя (1.91) в (1.82), получаем, следуя А. А. Куряжскому,

$$\alpha_{\text{ст.ст.}} = r_{\text{ст.ст.}} M_{\text{ст.ст.}}, \quad (1.92)$$

где

$$M_{\text{ст.ст.}} = \gamma K_{\text{ст.ст.}} c_{\text{ст.ст.}} BL^3; \quad (1.93)$$

$$r_{\text{ст.ст.}} = k_{\text{ст.ст.}} \chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}} U(\kappa). \quad (1.94)$$

В формуле (1.92) стандарт вертикального изгибающего момента выражен через изгибающий момент $M_{\text{ст.ст.}}$, соответствующий статической постановке на волну с единичной амплитудой $r = 1$ и длиной, равной длине судна, и через амплитуду $r_{\text{ст.ст.}}$ волны такой же длины.

Вертикальный изгибающий момент $M_{\text{ст.ст.}}$ пропорциональный стандарту момента $\alpha_{\text{ст.ст.}}$ может быть выражен аналогично (1.92), если вместо величины $r_{\text{ст.ст.}}$ подставить пропорциональную ей величину

$$r_{\text{эф.}} = \frac{M_{\text{ст.ст.}}}{M_{\text{из}}}, \quad (1.95)$$

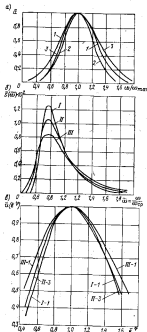
называемую эффективной амплитудой (полувысотой) волны.¹

¹ Следует обратить внимание на различие между по значению терминам: амплитуда эффективных волн пропорциональна стандарту эффективных волн [формула (1.86)]; эффективная амплитуда (полувысота) волны пропорциональна амплитуде $r_{\text{эф.}}$ [формула (1.94)].

Формулы (1.86), (1.88), (1.92) определяют стандарт волнового вертикального момента через разные статистические характеристики: стандарт «эквивалентных волн» $\alpha_{\text{эк.}}^{\text{max}}$; стандарт «эффективных волн» $\alpha_{\text{эф.}}^{\text{max}}$; амплитуду $r_{\text{эф.}}$ волны длиной $\lambda = L$, при статической постановке на которую нагибающий момент равен $\alpha_{\text{ст.ст.}}$. Амплитуда вертикального изгибающего момента также выражается через разные статистические характеристики, которые пропорциональны только что перечисленным: через амплитуду «эквивалентных волн», амплитуду «эффективных волн», эффективную амплитуду волны. Использование всех этих понятий для определения изгибающего момента на стационарном нерегулярном волнении приводит, естественно, к идентичным результатам. Вопрос о выборе наиболее рационального из этих понятий возникает в дальнейшем, при рассмотрении современных распределений волновых нагрузок. Целесообразность использования для этих целей «эквивалентных волн» обосновывается в работах [4, 5], в других работах [22, 35, 38, 109] предпочтение отдается эффективной амплитуде волн. Обращаем внимание на то, что ни «эквивалентные волны», ни «эффективные волны», ни волны с эффективной полувысотой не являются физическими компонентами морского волнения. Например, из (1.94) видно, что амплитуда $r_{\text{эф.}}$ пропорциональна ей эффективная высота волны $\lambda_{\text{эф.}} = 2r_{\text{эф.}}$ представляет собой произведение трех множителей, из которых только один — $k_{\text{ст.ст.}}$ — связан непосредственно с морским волнением, два же других — $\chi_{\text{ст.ст.}}^{\text{max}}$ и $U(\kappa)$ — отражают взаимодействие судна и волнения. Естественно, что при одном и том же стационарном волнении результаты взаимодействия его с разными судами могут оказаться различными. Следовательно, при одном и том же волнении эффективная высота волны может оказаться разной для разных судов. Поскольку функция $U(\kappa)$, как видно из графиков рис. 20, связана с курсовым углом и видом волнения (двумерное, трехмерное), то в зависимости от этих факторов изменятся и эффективная высота волны для одного и того же судна при неизменном нерегулярном волнении.

Некоторые замечания о погрешностях определения стандартных волновых нагрузок по формулам (1.86), (1.88) и (1.92).

1. В основе этих формул лежит предположение о линейной зависимости между амплитудами волн и амплитудами вызываемых ими волновых нагрузок. Это связано с допущением о прямолинейности корпуса судна в районе омываемого волнами. В действительности такая прямолинейность существует лишь частично, а на судах с острыми обводами может отсутствовать вообще. К тому же при интенсивной качке судна в некоторых случаях может происходить оголение днища и заливание палубы. Неучет нелинейности в формулах определения стандартов волновых нагрузок, конечно, вносит какую-то погрешность в расчет.



Однако в настоящее время нет данных для количественной оценки этой погрешности.

2. Для нахождения стандартов волновых нагрузок использован спектр нерегулярного стационарного волнения Второго Международного конгресса по конструкции судов. Известно, что этот спектр лишь приблизительно отображает морское волнение, и само это обстоятельство говорит о наличии погрешностей при использовании данного спектра. Имеется и более точный четырехпараметрический спектр Вознесевского—Нецветова, но его практическое применение более громоздко, поэтому нет достаточных данных о его использовании для определения стандартов волновых нагрузок.

3. Стандарт волновой нагрузки существенно зависит от значения максимума амплитудно-частотной характеристики $\sigma_{\max}$. Наиболее точно эта величина определяется экспериментально при модельных испытаниях и опытовых бассейнах на регулярном волнении, погрешность которых не меньше 5—10%, а часто значительно больше.

4. Входящая в стандарт волновой нагрузки безразмерная функция $U(\varepsilon, \varphi_0)$ зависит от формы энергетического спектра волнения и амплитудно-частотной характеристики рассматриваемой волновой нагрузки и от вида функции углового распределения энергии спектра $\psi(\varphi_0)$. Частотные характеристики и их нормированные формы изучены недостаточно (кроме вертикального изгибающего момента в модельном сечении), а имеющиеся скудные данные свидетельствуют о некоторой их изменчивости. Вид функции $\psi(\varphi_0)$ тоже может меняться. Влияние этих изменений на значения функции $U(\varepsilon, \varphi_0)$ исследовалось [4] при почти предельно возможных изменениях форм спектра, амплитудно-частотных характеристик и функции $\psi(\varphi_0)$. В качестве примера на рис. 21 приведены исследованные вариации форм амплитудно-частотной характеристики и спектра, а также соответствующие им нормированные функции $\bar{U}(\varepsilon, \varphi_0)$. Из их рассмотрения сделаны следующие выводы:

вид функции $\psi(\varphi_0)$ углового распределения энергии спектра практически мало влияет на волновую нагрузку;

при практически возможных изменениях частотных характеристик и спектра различия в величинах $U_{\max}$ и $\sigma_{\max}(0)$ сравнительно невелики;

расчеты волновых нагрузок могут производиться без существенных погрешностей с использованием осредненных форм спектра и частотной характеристики.

Рис. 21. Вариации формы амплитудно-частотной характеристики (а), спектра волнения (б) и функции $\psi(\varepsilon, \varphi_0)$ (в).

Цифры обозначают различные формы кривых и их сочетаний.

§ 8. Долговременное распределение волновых нагрузок

Выше были рассмотрены зависимости, устанавливающие закон распределения амплитуд волновой нагрузки на стационарном волнении, характеризуемом своими статистическими величинами $A_{\text{в}}$ и $T_{\text{в}}$, при фиксированных значениях курсового угла, скорости судна, его весовой нагрузки. Такое сочетание параметров сохраняется долго, во всяком случае только в течение времени существования самого стационарного волнения, если за это время не изменится курс или скорость судна. Эти параметры являются случайными величинами и имеют свои законы распределения за весь срок службы судна. Поэтому и волновые нагрузки, зависящие от этих параметров, должны иметь свое долговременное распределение.

Обозначим случайные события — появления морского волнения разной интенсивности — через $H_1, H_2, \dots, H_n, \dots, H_N$, а через $P(H_i)$ — вероятность каждого из них. Все эти события составляют полную группу попарно несовместимых событий. Если другое случайное событие B — волновая нагрузка — может сочетаться с каждым событием H_i с условной вероятностью $P(B|H_i)$, то полная вероятность события определяется формулой полной вероятности:

$$P(B) = \sum_{i=1}^N P(B|H_i) P(H_i). \quad (1.96)$$

Аналогично обеспеченность события B равна

$$Q(B) = \sum_{i=1}^N Q(B|H_i) P(H_i). \quad (1.97)$$

В нашем случае под событием B надо понимать появление некоторой амплитуды x той или иной волновой нагрузки при i -й интенсивности стационарного морского волнения (H_i) и при определенной весовой нагрузке судна, имеющего заданный режим движения (скорость и курсовой угол). Под вероятностью события $P(H_i)$, вообще говоря, надо понимать вероятность встречи судном волнения i -й интенсивности, однако обычно она принимается равной вероятности появления самого волнения. Поскольку амплитуды волновой нагрузки x на стационарном волнении, как известно, распределяются по закону Релея, то обеспеченность той или иной амплитуды волновой нагрузки выражается формулой (1.11), где параметр E_x при неизменной весовой нагрузке судна и постоянном режиме его движения зависит только от интенсивности волнения. Если плотность распределения (дифференциальную функцию долговременного распределения) самого параметра E_x обозначать через $g(\sqrt{E_x})$ и заменить в выражении (1.97) суммирование интегрированием по

параметру $\sqrt{E_x}$, то получим формулу для обеспеченности волновой нагрузки:

$$Q(x) = \int_0^\infty \exp\left[-\left(\frac{x}{\sqrt{E_x}}\right)^2\right] g(\sqrt{E_x}) d\sqrt{E_x}. \quad (1.98)$$

Практическое использование простых по своему виду долговременных распределений волновых нагрузок (1.97) и (1.98) связано с трудоемкой работой, требующей применения вычислительной техники (ЭВМ). Действительно, для каждого отдельного участка моря полной статистической группой интенсивностей морского волнения надо считать количество сочетаний характерных высот волн и их периодов, приведенных в таблицах повторяемости морского волнения (см. табл. 8). В этих таблицах для участка моря число сочетаний составляет 288. Для каждого из них надо определять краткосрочную обеспеченность, которую затем с множителем, соответствующим повторяемости данного сочетания, вводить в сумму (1.97). Таким образом, в общем случае эта сумма только для одного участка моря должна содержать 288 слагаемых. А так как судно даже за один рейс может находиться примерно на десяти разных участках моря, а за весь срок своей службы — на нескольких десятках участков, то число слагаемых суммы (1.97) при построении долговременного распределения волновой нагрузки за весь срок эксплуатации судна может достигать десятков тысяч. Поэтому даже при использовании ЭВМ обычно считается возможным в практических расчетах долговременных распределений значительно сокращать число кратковременных распределений волновой нагрузки. Это достигается для за счет рассмотрения только одного направления хода судна — встречную волну, или за счет нахождения осредненной по всем направлениям функции U_x [см. формулу (1.83)] в предположении равной вероятности всех направлений, хотя оба эти случая и не соответствуют имеющимся данным. При этом функции U_x вычисляются для скорости судна, равной наибольшей возможной при данной интенсивности волнения. Помимо этого сокращают и число сочетаний высота волн — период, оставляя все разряды высот волн, указанные в таблицах повторяемости, и периоды, близкие к периоду собственных колебаний судна при продольной качке. Таким сокращением доводят число кратковременных распределений для одного участка до 10—12¹.

Обратим внимание на то, что в существующих таблицах повторяемости волнения разряды амплитуды определяемых высот

¹ Как показано в работах [4, 5], такое грубое расчленение стемы правды и существенно различающихся по величине вероятностей в системе истинных нагрузок для судов разных классов. В связи с этим приходится нагрузки не только волнением, но и качеством эксплуатационности при сопоставлении закона прочности таких судов.

были доведены только до $\lambda_{\text{вн}} = 8$ м (что соответствует $\lambda_{\text{гн}} = 10,4$ м) и в последний (шестой) разряд включены все волны высотой $\lambda_{\text{гн}} > 10,4$ м. В действительности же, как указывалось выше, интенсивность морского волнения достигает значений $\lambda_{\text{гн}}$, равных 20 м и больше. Поскольку в таблицах такие высокие волны входят в один разряд с волнами $\lambda_{\text{гн}} > 10,4$ м, то влияние самых высоких волн на обеспеченность волновыми нагрузками остается неясным. В связи с этим В. В. Коляков считал целесообразным путем соответствующей экстраполяции расширить таблицы конгресса, введя 12 разрядов по высоте волн (вместо шести) и 8 разрядов по периодам волнения (вместо 6), причем наибольший разряд по высоте волн соответствует $\lambda_{\text{гн}} = 18,4$ м. Такие расширенные таблицы повторяемости без учета направления движения для 96 сочетаний высоты волны—период были составлены В. В. Коляковым для 33 важнейших участков моря. Составление таких таблиц преследовало цель уточнения долговременных распределений волновых нагрузок. Отметим, что не всегда есть возможность и необходимость в подобных уточнениях. Например, при натурных замерах волновых нагрузок в море на семи шведских судах было признано достаточным производить эти замеры в соответствии только со следующими группами интенсивностей волнения, оцениваемого судами составом по шкале Бофорта: 0—3, 4—5, 6—7, 8—9, 10—12, поскольку нельзя считать оправданным более точное различие между группами из-за неточности в оценках различных факторов. В связи с этим напомним, что при определении краткосрочных распределений волновых нагрузок приходится пользоваться лишь приближенным выражением спектра волнения и что нет однозначных переходов от визуально наблюдаемых высот и периодов волн к соответствующим статистическим величинам. Кроме того, передаточная функция волновой нагрузки обычно известна лишь приближенно, и не существует достаточной определенности в значениях скорости судна на волнении. В силу этих причин параметр распределения Релея определяется с большой приближенностью. Учитывая, что упомянутые испытания имели целью построение долговременного распределения волновых нагрузок для конкретного судна с использованием экспериментальных данных, следует признать целесообразным в данном случае сокращение числа рассматриваемых групп волнения.

§ 3. Суммирование волновых напряжений

Волновые нагрузки создают в конструкциях корпуса судна соответствующие волновые напряжения. Такие нагрузки, как вертикальные и горизонтальные изгибающие моменты, крутящий момент, гидродинамические и инерционные давления, вызываемые

одним и тем же волнением, действуют в корпусе судна одновременно, и вызываемые ими напряжения суммируются.

Суммарные напряжения в любом k -м узле корпуса могут быть представлены в виде линейной функции нескольких случайных волновых нагрузок y_i :

$$x_k = \sum C_{ki} y_i, \quad (1.99)$$

где C_{ki} —случайные коэффициенты пропорциональности между напряжением в узле k и волновой нагрузкой y_i , определяемые по обычным зависимостям строительной механики корабля.

Вызываемые случайным процессом морского волнения волновые нагрузки и соответствующие им напряжения являются статистически зависимыми случайными величинами.

Суммарные напряжения на стационарном волнении как линейная функция зависимых случайных величин имеют следующие статистические характеристики:

дисперсия (квадрат стандарта) суммарных волновых напряжений

$$\sigma_x^2 = \sum \sum C_{ki} C_{kj} K_{y_i y_j} \sigma_{y_i} \sigma_{y_j}, \quad (1.100)$$

где $K_{y_i y_j}$ —коэффициент корреляции между волновыми нагрузками y_i и y_j ; σ_{y_i} , σ_{y_j} —стандарты волновых нагрузок y_i и y_j ;

дисперсия скоростей процесса изменения суммарных напряжений

$$\sigma_{\dot{x}}^2 = \sum \sum C_{ki} C_{kj} K_{\dot{y}_i \dot{y}_j} \sigma_{\dot{y}_i}^2 \sigma_{\dot{y}_j}^2, \quad (1.101)$$

где $\sigma_{\dot{y}_i}$, $\sigma_{\dot{y}_j}$, $K_{\dot{y}_i \dot{y}_j}$ —стандарты скоростей изменения нагрузок y_i и y_j ; $K_{y_i y_j}$ —коэффициент корреляции между ними;

эффективный период изменения суммарных напряжений

$$T_e(x) = 2\pi \frac{\sigma_x}{\sigma_{\dot{x}}}. \quad (1.102)$$

Заметим, что приближенно можно считать эффективный период изменения напряжений равным собственному периоду продольной качки судна.

Для каждой пары волновых нагрузок y_i и y_j коэффициент корреляции

$$K_{y_i y_j} = \frac{\int_0^\infty \hat{y}_i \hat{y}_j^*(u) S(u) du}{\sigma_{y_i} \sigma_{y_j}}, \quad (1.103)$$

где $S(u)$ —спектральная плотность морского волнения; σ_{y_i} ,

σ_{y_1} — стандарты волновых нагрузок y_1 и y_2 , определяемые по формуле (1.82); α_{ω} — так называемая «эвклидова» частотная характеристика волновых нагрузок y_1 и y_2 ; она зависит от амплитудной и фазовой частотных характеристик этих нагрузок и находится по следующей формуле:

$$\alpha_{\omega}^2 = \alpha_{y_1} \alpha_{y_2} \cos \delta_{\omega} \quad (1.104)$$

здесь α_{y_1} и α_{y_2} — амплитудно-частотные характеристики нагрузок y_1 и y_2 соответственно; δ_{ω} — сдвиг фаз между процессами

y_1 и y_2 (разность их фазово-частотных характеристик).

На рис. 22 представлены в двойном логарифмическом виде «эвклидовые» частотные характеристики некоторых пар волновых нагрузок.

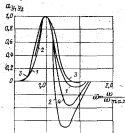


Рис. 22. Формы «эвклидовых» частотных характеристик волновых нагрузок (при $\varphi=0^\circ$).

1 — для пары вертикального изгибающего момента — горизонтальной силы; 2 — для пары вертикального изгибающего момента — вертикальной силы; 3 — для пары вертикального изгибающего момента — горизонтальной силы; 4 — для пары горизонтальной силы — вертикальной силы.

Если в выражении для коэффициента корреляции (1.103) спектр морского волнения $S(\omega)$ заменить его выражением по формуле (1.64) и представить «эвклидову» частотную характеристику α_{ω} в двойном логарифмическом виде, то получим следующую зависимость для коэффициента корреляции пары волновых нагрузок y_1 и y_2 на двумерном волнении:

$$K_{y_1 y_2} = \frac{U_{y_1 y_2}^2(t_1, t_2)}{U_{y_1}(t_1) U_{y_2}(t_2)} \quad (1.105)$$

где

$$U_{y_1 y_2}^2(t_1, t_2) = 2\pi \int_0^\infty S(\omega) \alpha_{y_1 y_2}^2(\omega, \omega) d\omega; \quad (1.106)$$

$U_{y_1}(t_1)$ и $U_{y_2}(t_2)$ определяются по формуле (1.83).

Безразмерные функции $U(\omega)$ при постоянной нормированной форме спектра морского волнения Второго Международного конгресса по конструкции судов зависят только от соответствующих коэффициентов настройки α_i , и их графики могут быть построены, если известны формы амплитудно-частотной характеристики для каждой волновой нагрузки и «эвклидовой» частотной характеристики для каждой пары этих нагрузок. Как уже говорилось выше, формы частотных характеристик, особенно «эвклидовых», изучены недостаточно. Тем не менее для некоторых основных волновых нагрузок получены графики функций $U_{y_1}(\omega)$ и $U_{y_2}(\omega)$; примеры можно видеть на рис. 20 и в работах [5, 22, 28 и др.]. С их использованием вычислены значения коэффициентов корреляции между основными нагрузками. Эти результаты, дополненные экспериментальными данными, могут быть использованы в практических расчетах суммарных напряжений. При движении судна на встречном и попутном волнении напряжения от общего изгиба в вертикальной плоскости можно считать практически ненормализованными с напряжениями от горизонтальных и крутящих моментов. ($K_{M_y M_z} = K_{M_y M_x} \approx 0$). На косьях курсовых углах эти коэффициенты увеличиваются, достигая при $\varphi = 90^\circ$ ориентированных значений $K \approx 0.5$.

При необходимости суммирования напряжений в точке соединения ширетрена и залубного стрингера от совместного действия вертикального и горизонтального моментов можно определить не стандарт этого суммарного напряжения, а стандарт такого эквивалентного вертикального изгибающего момента, напряжения от которого были бы равны суммарным напряжениям от совместного действия обоих моментов M_y и M_z . Если M_y и M_z — моменты сопротивления эквивалентного бруса относительно рассматриваемой точки, то стандарт эквивалентного вертикального изгибающего момента M_{y_z} определяется по формуле

$$M_{y_z} = \sqrt{\sigma_{M_y}^2 + \sigma_{M_z}^2 \left(\frac{W_y}{W_z} \right)^2 + 2K_{M_y M_z} \sigma_{M_y} \sigma_{M_z} \frac{W_y}{W_z}} = -\sigma_{M_y} \sqrt{-1 + \left(\frac{\sigma_{M_z}}{\sigma_{M_y}} \right)^2 \left(\frac{W_y}{W_z} \right)^2 + 2K_{M_y M_z} \sigma_{M_z} \frac{W_y}{W_z}} \quad (1.107)$$

где σ_{M_y} и σ_{M_z} — стандарты соответственно вертикального и горизонтального изгибающих моментов; $K_{M_y M_z}$ — коэффициент корреляции для волновых нагрузок M_y и M_z .

Суммарное напряжение определяется по обычной формуле сопротивления материалов:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\Sigma}}{W} \quad (1.108)$$

где W принимается в зависимости от выбранной обеспеченности для напряжения (см. с. 19).

Расчеты, выполненные по формулам (1.107) и (1.108) при указанных выше значениях коэффициента корреляции, показали, что учет горизонтального изгиба приводит к увеличению суммарных напряжений по сравнению с напряжениями только от общего изгиба на 5—10% [36]. С учетом еще и напряжений от кручения это увеличение достигнет 10—15% [5, 47]. Эти оценки относятся к напряженности конструкций палубы, в которых суммируются напряжения от действия указанных нагрузок. В конструкциях днища, где складываются напряжения от общего изгиба с напряжениями от изгиба перекрытий под действием поперечной распределенной нагрузки (гидродинамические давление и инерционные силы груза), увеличение суммарных напряжений составляет 10—20% [47].

Отметим, что традиционное прямое суммирование напряжений от различных нагрузок эквивалентно принятию значения коэффициента корреляции $K=1$, что, как видно из формулы (1.107), приводит к завышению оценок суммарных напряжений.

Глава 4. ВЕРТИКАЛЬНЫЙ ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ

§ 10. Статистические характеристики на стационарном волнении

Наибольший расчетный волновой вертикальный изгибающий момент в миделевом сечении корпуса судна суммируется в том же сечении с наибольшим расчетным вертикальным изгибающим моментом на такой воде. Суммарный вертикальный изгибающий момент является главной N -й кривой, которая в явном виде учитывается (и часто только она одна) в расчетах общей прочности судна. Волновой вертикальный момент в миделевом сечении является наибольшей по величине и значимости волновой нагрузкой по сравнению с другими волновыми нагрузками. Его статистические характеристики в настоящее время наиболее изучены. Как известно из предыдущего, среднее значение ординат вертикального волнового изгибающего момента равно нулю, а его амплитуды распределяются по закону Релея, единственным параметром которого является стандарт этого момента. Зна-

ние стандарта позволяет определять амплитуду момента с любой выбранной обеспеченностью, пользуясь соотношениями (4.15) и (4.16), вытекающими из закона Релея. В связи с этим изучение волнового вертикального изгибающего момента как случайной величины сводится к изучению его стандарта.

Стандарт волнового вертикального изгибающего момента может быть определен по формуле (1.32) с использованием графика функции $U(\epsilon)$ (см. рис. 20). Поскольку этот стандарт пропорционален амплитуде σ_N , его изучение сводится к изучению величины σ_N .

Введем безразмерные величины $\bar{\sigma}_N$ и $\bar{\sigma}_\epsilon$:

$$\bar{\sigma}_N = \frac{\sigma_N}{\Delta_{\lambda_N}^{0.5} K_{\lambda_N}^{0.5} \Delta L^2} = U_N(\epsilon), \quad (1.109)$$

$$\bar{\sigma}_\epsilon = \frac{\epsilon}{\Delta_{\lambda_N}^{0.5} K_{\lambda_N}^{0.5}} = U_\epsilon(\epsilon). \quad (1.110)$$

Видно, что обе они включают одну и ту же безразмерную функцию $U_N(\epsilon)$ коэффициента настройки ϵ , в выражение которого (1.81) входит период $T_{\lambda_N}^2$, соответствующий максимуму амплитудно-частотной характеристики, зависящей от длины судна. Если в достаточной для практических расчетов точности принять, что

$$T_{\lambda_N}^2 = 0.8 \sqrt{L}, \quad (1.111)$$

то коэффициент настройки $\epsilon = 0.8 \sqrt{L}/T_{\lambda_N}$ при постоянной длине судна определится только значением среднего периода волнения T_{λ_N} . Графики безразмерных стандартов в зависимости от T_{λ_N} для судов различных длин (30, 100, 200, 300 и 400 м) приведены на рис. 23 [25], где сплошные линии относятся к трехмерному, а штриховые и штрихпунктирные — к двумерному волнению. На рис. 24 показана зависимость эффективной амплитуды волны от длины судна для случая хода через волны ($\varphi = 0^\circ$) на волнение различной интенсивности, характеризующей средним периодом. Влияние курсового угла на стандарт «эквивалентных» волн (см. формулу (1.87)) для судов разных длин иллюстрируется рис. 25.

На графиках рис. 23—25 можно сделать следующие общие выводы.

1. Наибольшее значение безразмерного стандарта волнового вертикального изгибающего момента как за двумерным, так и за трехмерным волнением имеет место для судов всех длин от 50 до 400 м при ходе их встречным курсом (разрез волны) и достигнет при $\varphi = 0^\circ$ 0,147 — для двумерного волнения и 0,126 — для трехмерного. Следовательно, учет трехмерности волнения увеличивает наибольшее значение стандарта примерно на 15%.

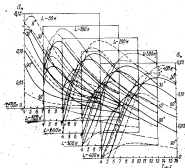


Рис. 23. Значения безразмерных стандартных вертикального изгибающего момента для судов разных длин.

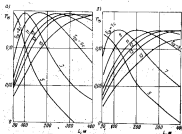


Рис. 24. Значения безразмерных эффективных амплитуд волн при волнах судна вращаются волнения различной интенсивности: а — дуги волнения; б — трассировка волнения.

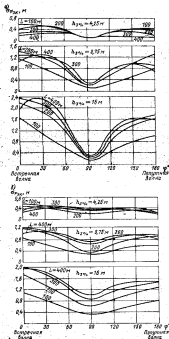


Рис. 25. Стандарты «изгибающих» волн для судов различных длин при движении с разными курсовыми углами: а — без учета трассировки волнения; б — с учетом трассировки волнения.

2. Если при $\varphi = 180^\circ$ и $\varphi = 0^\circ$ неучет трехмерности волнения завышает значение стандарта, то при ходе с курсовым углом $\varphi = 90^\circ$ он приводит к значительному (в 3—4 раза) его уменьшению и дает ложное представление о пренебрежимой малости волновых вертикальных изгибающих моментов. Учет трехмерности волнения вносит в его представление существенную поправку, показывая, что наименьшее значение такого момента при $\varphi = 90^\circ$ равно примерно 50% наибольшего момента при ходе поперек волн.

3. Значения среднего периода волнения, при которых реализуются максимумы стандартов момента для судов разных длин, на трехмерной волнении несколько меньше, чем на двумерном, и увеличиваются с ростом длины судна. Например, для $L = 100$ м средний период волнения, соответствующий максимуму стандарта, при $\varphi = 0^\circ$ равен 6,5 с с учетом и 7 с без учета трехмерности волнения; при $L = 400$ м соответствующие периоды равны 13 и 14 с. На южных курсах максимум стандарта реализуется при меньших значениях $T_{\text{ср}}$, чем на примом курсе. Например, при $\varphi = 90^\circ$ и $L = 100$ м средний период равен 4 с при учете и 5 с без учета трехмерности волнения, а при $L = 400$ м эти периоды соответственно равны 8 и 9 с.

4. Увеличение стандарта момента с ростом $A_{\text{в}}$ не соответствует закону прямой пропорциональности.

Достоверность расчетных данных, полученных с помощью описанных зависимостей, проверяется путем сопоставления с ре-

зультатами расчетов, выполненных по тем же зависимостям применительно к условиям эксперимента. Сопоставление такого рода выполнялось многократно и показало хорошее согласование расчетов с экспериментами (табл. 10) [122].

§ 11. Экспериментальное определение стандарта волнового вертикального изгибающего момента

В предыдущем параграфе рассматривался стандарт волнового вертикального изгибающего момента в модельном сечении судна, находящегося на волнении определенной интенсивности, при фиксированной весовой нагрузке и заданном режиме его движения (скорость и курсовой угол). Это рассмотрение базировалось на теоретическом спектральном преобразовании линейной системы (корпусом судна) случайного входного процесса (морского волнения) в случайный выходной процесс (вертикальный изгибающий момент в модельном сечении судна). При этом использовались некоторый «представительный» спектр морского волнения, задаваемый его статистическими характеристиками (высотой волны и средним периодом), максимальная ордината амплитудно-частотной характеристики и ее форма. Возникает вопрос, в какой мере вычисленный таким образом стандарт соответствует реальной действительности. Ответ на этот вопрос дают непосредственные измерения изгибающего момента на судах в море, определяющие основные статистические характеристики момента, которые соответствуют условиям эксперимента на стационарном волнении, в частности, стандарт этого момента и параметр распределения $E_{\text{в}}$ закона Релея.

При испытаниях судов в море регистрируются непосредственно не изгибающие моменты, а нормальные напряжения изгиба σ в какой-либо продольной связи корпуса (обычно в стрингере верхней палубы симметрично у обода бортов в районе модельного сечения судна). Эти напряжения, как известно, однозначно связаны зависимостью $M = \sigma F^2$ с изгибающим моментом M и моментом сопротивления F эквивалентного бруса относительно места установки датчиков напряжений. Следовательно, при известном значении момента сопротивления измеренные напряжения служат измерителями изгибающих моментов. Длительность записи напряжений должна быть достаточной для реализации случайного процесса, позволяющей вычислять его статистические характеристики. Этому условию удовлетворяет запись, содержащая по крайней мере 150—200 значений измеренной величины, чему соответствует продолжительность записи 20—30 мин. Длительность испытательного режима, при которой

¹ Справедливость этого сопоставления иногда предварительно проверяют на специальнох статических испытаниях корпусов судов (см. § 13).

Таблица 10

Результаты расчетов и экспериментов, выполненных применительно к французским танкерам [122]

Имя судна	Измерения в различных положениях	Условия испытаний		Стандарт процесса		
		L , м	Направление волнения	Расчет	Эксп.	
«Эммерс»	Изгибающий момент M 10 ⁴ тс·м	1,6	Встречное	3,30	2,88	
	Поперечное		3,75	3,64		
«Жид»	Нормальные напряжения в связи, расположен на 42 м в корму от миделя, 0, кгс/см ²	3,8	Встречное	0,587	0,50	
			Поперечное	0,635	0,65	
	Касательные напряжения в бортовой обшивке в том же сечении т, кгс/см ²		Встречное	0,231	0,20	
			Поперечное	0,215	0,13	

должны сохраняться неизменными факторы, характеризующие условия эксперимента (интенсивность стационарного волнения, весовая нагрузка судна, его скорость и курсовой угол), должна быть несколько больше продолжительности записи напряжений.

Одновременно с анализом направлений регистрируются статистические характеристики стационарного волнения и режимы движения судна. Это дает возможность сопоставить значения стандартов, полученные по записям в море, со значениями, вычисленными по теоретическим формулам предматричного параграфа.

На многих судах разного типа, плавающих на разных маршрутах, уже делались записи напряжений в море и на них определялись стандарты вертикальных изгибающих моментов в мидельном сечении судна. В настоящее время десятки эксплуатирующихся судов снабжены автоматической аппаратурой для регистрации напряжений в течение 20—30 мкс в каждую вахту. На некоторых судах такая регистрация напряжений продолжается в течение пяти лет и более. Все получаемые данные подвергаются статистической обработке: строятся гистограммы, определяются стандарты и параметры закона Релея для вертикального изгибающего момента в мидельном сечении судна. Хотя этот большой материал еще не полностью обработан и недостаточно полно изучен, тем не менее имеющиеся данные позволяют утверждать, что распределение амплитуд волнового вертикального изгибающего момента в каждом отдельном испытательном режиме подчиняется закону Релея в достаточно широких пределах обеспеченности, а значения стандарта этого момента, определенные теоретически путем по формуле (1.82), удовлетворительно согласуются со значениями, получаемыми по данным обработки записей напряжений в море.

Многими исследователями экспериментально установлено, что параметр закона Релея E_m зависит от интенсивности волнения, весовой нагрузки судна, его скорости и курсового угла по отношению к господствующему направлению волн. Однако вид зависимости от каждого из перечисленных факторов различен. Н. Норденстром [110] на основании 1577 замеров изгибных напряжений в мидельном сечении семи шведских судов (их размеры приведены в табл. 19) при волнении различной интенсивности (10—11 баллов по шкале Бофорта для ребека в Северной Атлантике и 9—7 баллов для ребека Персидский залив—Барова) пришел к следующим заключениям.

Влияние курсового угла и весовой нагрузки судна на параметр закона Релея сравнительно мало по сравнению с влиянием интенсивности волнения и скорости судна. Можно отметить, что курсовой угол влияет на этот параметр несколько сильнее, чем нагрузка судна. Влияние нагрузки определяется в зависимости от безразмерного отношения действа при испытании к номинальному действу, которое приблизительно линейно связано с осадкой судна и изгибающим моментом на тихой воде. При

каждом стационарном нерегулярном волнении и при определенной скорости судна значения стандарта волнового вертикального изгибающего момента и параметра закона Релея оказываются наибольшими при полной нагрузке судна и движении его аррара в господствующему направлению волнения (при курсовом угле $\varphi = 0^\circ$). При средней эксплуатационной нагрузке параметр закона Релея уменьшается примерно на 5%. При изменении курсового угла параметр закона Релея уменьшается до некоторого минимального значения при траверзом направления волн ($\varphi = 90^\circ$) и затем опять увеличивается по мере приближения к попутному направлению до значения меньшего, чем при $\varphi = 0^\circ$. Величина этих изменений в значительной мере зависит от длины судна. Эти качественные выводы согласуются с теоретическими оценками, рассмотренными выше.

Значение параметра распределения Релея в основном определяется интенсивностью волнения и скоростью судна на волнении. Но в то время как интенсивность волнения, курсовой угол и весовая нагрузка судна являются величинами статистически независимыми, скорость судна связана с интенсивностью волнения, курсовым углом и весовой нагрузкой судна. В общем случае чем интенсивнее волнение, тем меньше скорость судна. При постоянной интенсивности волнения заметная скорость соответствует курсовому углу $\varphi = 0^\circ$ и наибольшей осадке судна (наибольшей весовой нагрузке судна). Скорость судна при попутном волнении обычно больше, чем на тихой воде. При прочих равных условиях скорость судна с балластом должна быть больше, чем судна с полным грузом. Однако при плавании на волнении с балластом часто приходится снижать скорость из-за сильных ударов волн по корпусу и оголения антов. Поэтому и несмотря на различия скоростей судна в пределах практически возможных изменений весовой нагрузки судна, что приводит к малому влиянию этих изменений на значение параметра распределения Релея.

Следует отметить, что скорость судна зависит главным образом от интенсивности волнения. Снижение скорости с увеличением интенсивности волнения происходит тем резче, чем больше интенсивность. В настоящее время эта зависимость еще не установлена достаточно определенно. Известно лишь на многочисленных наблюдениях, что при прочих равных условиях это снижение у малых судов больше, чем у больших, и зависит от мощности судовой энергетической установки и геометрических характеристик корпуса. При одинаковых условиях волнения у относительно тихоходных судов снижение скорости сильнее, чем у быстроходных тех же размеров; суда, близкие по главным размерениям, но отличающиеся формой обводов и нагрузкой (при разных осадках), могут иметь различия в скорости вследствие отличий в параметрах продольной качки, разной степени и частоты оголения антов, залатанных залубы, ударов волн

о косуюю окончательность судна. От этих отличий зависят сопротивление воды движению судна. Нужно отметить, что судоводители по-разному реагируют на отклонения выше явления, сопровождающие качку. Эта реакция судоводителей выражается или снижением скорости судна, или изменением курсового угла, или тем и другим одновременно.

Отсутствие достаточно достоверной аналитической связи между скоростью судна на волнении, геометрическими характеристиками корпуса и интенсивностью волнения заставляет пользоваться приближенными оценками. Ориентировочные данные для грузовых судов длиной 100 и 300 м об отношении числа Фруда Fr к нестационарному волнению к числу Фруда Fr_0 соответствующему скорости на тихой воде, приведены в табл. 11.

Отношение Fr/Fr_0 для грузовых судов

Таблица 11

Длина судна, м	Интенсивность волнения, баллы по шкале Бофорта					
	3-5	4	5	6	7	8
100	1,0	0,93	0,82	0,70	0,55	0,40
300	1,0	0,93	0,94	0,90	0,75	0,55

Для характеристики этого же отношения предложена [4] следующая приближенная формула, полученная усреднением данных по запасам в вахтенных журналах большого числа судов длиной 100—200 м:

$$\frac{Fr}{Fr_0} = \exp \left[-1,8 \left(\frac{100 \lambda}{L} \right)^2 \right]. \quad (1.112)$$

Определяемые по этой формуле значения для судов длиной 100 м удовлетворительно согласуются с приведенными в табл. 11. Для более длинных судов формула дает большие Fr/Fr_0 , что соответствует меньшей потере скорости.

Необходимые при проектировании корпуса данные о снижении скорости судна на волнении различной интенсивности могут быть получены или по соответствующему протоколу, или путем статистической обработки записей в вахтенных журналах большого числа плавающих судов, близких к проектируемому по главным размерам, форме обводов корпуса, роду перевозимого груза и условиям эксплуатации.

Наибольшее влияние на параметр распределения Релея оказывает интенсивность волнения. Общей тенденцией является увеличение этого параметра с ростом интенсивности волнения. Однако Н. Норденстром отмечает, что для пяти шведских судов за семь максимумов параметра закона Релея имеет место при вол-

нении 2—4 балла по шкале Бофорта. Это объясняется тем, что в океанском волнении такой интенсивности доминируют волны миз, средний период которых ближе к периоду, соответствующему максимуму амплитудно-частотной характеристике, чем период более коротких ветровых волн, соответствующих волнению 2—4 балла. Для сухогрузного судна длиной 97,8 м (шведские испытания) кривая зависимости параметра от интенсивности волнения достигла максимума при волнении 8—9 баллов, так как средний период доминирующих этого волнения оказался близок к периоду собственных колебаний судна при продольной качке. Следовательно, максимальный волновой вертикальный изгибающий момент соответствует такой интенсивности волнения, при которой наиболее близка максимуму спектра и амплитудно-частотной характеристике корпуса судна относительно этого момента. После достижения наибольшего значения при дальнейшем увеличении интенсивности волнения волновая нагрузка существенно уменьшается. Для судов длиной 140 м и более волновая нагрузка не достигает максимума при увеличении интенсивности волнения вплоть до 10—12 баллов, в то время как для судов длиной до 100 м максимум имеет место при 8—9 баллах. Следовательно, наибольшие волновые нагрузки не всегда соответствуют наибольшей интенсивности волнения, с которой можно встретиться при эксплуатации судна.

§ 12. Долговременное распределение волнового вертикального изгибающего момента в мидельном сечении судна

Метод Норденстрома. Для определения долговременной обеспеченности рассматриваемогогибающего момента (а также и других волновых нагрузок) по формуле (1.98) необходимо знать долговременное распределение параметра $\sqrt{E_M}$, входящего в эту формулу. Н. Джаспер в 1956 г. [95] предложил считать, что долговременное распределение параметра $\sqrt{E_M}$ подчиняется логарифмически нормальному закону, т. е. десятичные логарифмы случайных величин $\sqrt{E_M}$ распределяются по нормальному закону (1.8). В этом случае долговременная обеспеченность амплитудыгибающего момента M определяется выражением

$$Q(M) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{M}{\sqrt{E_M}}} \frac{1}{\sqrt{E_M}} \exp \left[-\frac{\left(\lg \frac{\sqrt{E_M}}{M} \right)^2}{2\sigma^2} - \left(\frac{M}{\sqrt{E_M}} \right)^2 \right] d\sqrt{E_M}. \quad (1.113)$$

где $\bar{y}$ и y — среднее значение и стандарт величины $\lg \sqrt{E_M}$. Расчет по этому распределению, выполненный применительно к испытаниям шведских судов, дал результаты, существенно отличающиеся от экспериментальных. В связи с этим логарифмически нормальное распределение параметра $\sqrt{E_M}$ не используется для построения долговременного распределения волновых нагрузок.

Р. Веннетом [71] было предложено применять логарифмически нормальное распределение величины $(V\bar{E}+c)$, что приводит к следующей формуле для определения долговременной обеспеченности волновой нагрузкой:

$$Q(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{x}{V\bar{E}+c}} \frac{1}{V\bar{E}+c} \times \exp \left[-\frac{[\lg(V\bar{E}+c)/s]^2}{2\sigma^2} - \left(\frac{x}{V\bar{E}} \right)^2 \right] dV\bar{E}, \quad (1.114)$$

где $\bar{y}$ и y — среднее значение и стандарт величины $\lg(\sqrt{E}+c)$; c — постоянная, которую можно рассматривать как дополнительный параметр, зависящий от распределения интенсивностей волнения и от влияния волнения на судно.

Сравнение результатов вычислений по (1.114) при $c = 2$ кгс/мм² с данными натурных замеров напряжений на шведских судах показало удовлетворительную согласованность. Тем не менее продолжались дальнейшие поиски более простых и лучше согласующихся с экспериментом функций распределения $g(\sqrt{E})$. Таких функций в настоящее время считаются: нормальное распределение, для которого плотность вероятности

$$g(\sqrt{E}) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\sqrt{E}-\bar{y})^2}{2\sigma^2} \right], \quad (1.115)$$

где $\bar{y}$ и σ — среднее и стандарт величины $\sqrt{E}$; распределение Вейбулла, для которого плотность вероятности

$$g(\sqrt{E}) = \frac{k}{\sigma^k} (V\bar{E})^{k-1} \exp \left[-\left(\frac{V\bar{E}}{\sigma} \right)^k \right], \quad (1.116)$$

здесь k и σ — параметры распределения.

В докладе Третьего комитета Четвертого Международного конгресса по конструкции судов (1970) отмечено, что как нормальное распределение, так и распределение Вейбулла хорошо соответствуют измерениям данным и дают сходные результаты, а то время как часто применявшиеся недавно логарифмически нормальное распределение должно быть забраковано.

При использовании формулы (1.116) выражение для долговременной обеспеченности амплитуды изгибающего момента принимает вид

$$Q(M) = \frac{k}{\sigma^k} \int_0^{\frac{M}{\sigma}} (V\bar{E})^{k-1} \exp \left[-\left(\frac{V\bar{E}}{\sigma} \right)^k - \left(\frac{M}{V\bar{E}} \right)^2 \right] dV\bar{E}. \quad (1.117)$$

Н. Норденстром [111] исследовал также функцию обеспеченности

$$Q(M) = \frac{k}{\sigma^k} \int_0^{\frac{M}{\sigma}} (V\bar{E})^{k-1} \exp \left[-\left(\frac{V\bar{E}}{\sigma} \right)^k - \left(\frac{M}{V\bar{E}} \right)^2 \right] dV\bar{E}, \quad (1.118)$$

которая отличается от выражения (1.117) только тем, что в формуле краткосрочной обеспеченности волновой нагрузки показателю степени равен не двум, как это соответствует распределению Релея, а некоторой произвольной величине l . В результате анализа функции (1.118) Н. Норденстром пришел к выводу, что с приемлемой точностью можно определять долговременную обеспеченность по следующему выражению:

$$Q(M) = \exp \left[-\frac{\gamma(M/a)^l}{b} \right], \quad (1.119)$$

где параметры a , b и l должны приниматься по табл. 12 в зависимости от отношения l/k .

Таблица 12

Коэффициенты a и b формулы (1.119)

l/k	a	b	l/k	a	b
0	1,000	1,000	1,5	0,472	0,403
1/5	0,890	0,706	1,6	0,462	0,421
1/4	0,856	0,740	1,5	0,434	0,411
1/3	0,807	0,806	1,6	0,517	0,402
0,5	0,722	0,814	1,7	0,401	0,394
0,6	0,677	0,814	1,8	0,387	0,386
0,7	0,638	0,843	1,9	0,373	0,379
0,8	0,604	0,877	2,0	0,361	0,373
0,9	0,572	0,906	3,0	0,289	0,336
1,0	0,543	0,976	4,0	0,214	0,314
1,1	0,517	0,960	5,0	0,178	0,304
1,2	0,494	0,946			

При практическом использовании (1.117) необходимо знать величины k и σ долговременного распределения параметра $\sqrt{E}$, соответствующего закону Вейбулла. Для их нахождения используют, как правило, данные натурных замеров за длительный

срок, по которым находят значения величин $\sqrt{E}$ и соответствующие им обеспеченности Q . Эти значения связаны соотношением (1.22), которое можно представить в виде

$$y = k (\ln \sqrt{E} - \ln a), \quad (1.20)$$

где

$$y = \ln(-\ln Q). \quad (1.21)$$

Следовательно, на специальной вероятностной бумаге с логарифмической шкалой $\ln \sqrt{E}$ по оси абсцисс и с блוגарифмической шкалой $\ln(-\ln Q)$ по оси ординат закон Вейбулла изображается прямой линией. Угловой коэффициент этой прямой k равен тангенсу ее угла наклона к оси абсцисс. При $y = 0$ из формулы (1.21) следует $\ln \sqrt{E} = \ln a$, т. е. $\ln a$ измеряется отрезком оси абсцисс от начала координат до точки пересечения этой оси наклонной прямой закона Вейбулла. При известных по натурным замерам значениях $\sqrt{E}$ и соответствующим им Q по нанесенным на вероятностную бумагу точкам проводят наклонную прямую закона Вейбулла и по ней определяют параметры k и a .

Прямой метод построения долговременного распределения (схема Коллякова—Плеханова). Для определения долговременной обеспеченности волновой нагрузки на судно, плавающее в некотором районе моря, можно воспользоваться формулой (1.97). Поскольку на i -м стационарном волнении при фиксированном режиме движения судна волновые нагрузки распределяются по закону Релея, то долговременная обеспеченность амплитуды волнового вертикального изгибающего момента на j -м участке моря определяется выражением

$$Q_j(M) = \sum_{i=1}^n p_i^* \exp \left[- \left(\frac{M}{\sqrt{E_i}} \right)^2 \right], \quad (1.22)$$

где n — число разрядов интенсивности волнения; p_i^* — вероятность встречи волнения, входящего в i -й разряд; $\sqrt{E_i}$ — параметр распределения Релея.

В. В. Колляков предложил определять долговременную обеспеченность по этому выражению, используя стандарт изгибающего момента по формуле (1.82), в которой функцию $U(\psi)$ следует вычислять как усредненную по всем курсовым углам (считая все направления равновероятными). Результаты такого расчета, занесенные на вероятностную бумагу со шкалами $\ln M$ и $\ln(-\ln Q)$, аппроксимируются почти прямой линией, что свидетельствует о близости распределения (1.22) закону Вейбулла

$$Q_j(M) \approx \exp \left[- \left(\frac{M}{a_j} \right)^{k_j} \right], \quad (1.23)$$

параметры которого k_j и a_j находятся на вероятностной бумаге, как это показано выше.

Долговременная обеспеченность амплитуды изгибающего момента при плавании судна по тому или иному маршруту (рейсу), проходящему через ряд участков моря при относительном времени пребывания на них (частоте) p_k выражается следующей формулой:

$$Q_n(M) = \sum_{k=1}^N p_k Q_k(M) \approx \exp \left[- \left(\frac{M}{a_n} \right)^{k_n} \right], \quad (1.24)$$

Если весь срок службы судна может быть представлен определенным числом N различных рейсов, относительная длительность которых p_n известна, то долговременная обеспеченность амплитуды момента на срок службы судна будет

$$Q_s(M) = \sum_{n=1}^N p_n Q_n(M) \approx \exp \left[- \left(\frac{M}{a_s} \right)^{k_s} \right], \quad (1.25)$$

Параметры k_n и a_n для каждого маршрута, k_s и a_s для всего срока службы находятся так же, как и параметры k_j и a_j для участков моря. Определение значений этих параметров рассмотренным способом трудоемко и требует применения ЭВМ. Такие расчеты запрограммированы [27] при следующих исходных данных:

таблица вероятностей сочетаний λ_{ij} и T_{cr} ;

график относительной скорости $Vr/V_0 = f(\lambda_{ij}, L)$;

графики максимума амплитудно-частотной характеристики и периода, соответствующего максимуму, при ходе вразрез волне: $a_M^{max}(0) = f_1(Vr)$, $T_M^{max} = f_2(Vr)$;

графики функций $\bar{U}(\psi)$ и $\bar{V}(\psi)$, входящих в формулы для определения усредненных стандартных моментов:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_M &= \lambda_{24} a_M^{max}(0) \bar{U}(\psi); \\ \bar{\tau}_M &= \lambda_{34} a_M^{max}(0) \bar{V}(\psi). \end{aligned} \right\} \quad (1.26)$$

Функция $\bar{U}$ получена в предположении, что при $\lambda_{24} < 8$ все курсовые углы возможны и равновероятны; функция $\bar{V}$ — для случая $\lambda_{24} > 8$ и, когда считаются возможными только равновероятные курсовые углы $\psi = 0^\circ$ и $\psi = 180^\circ$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{U}(\psi) &= \frac{6SU_{00} + U_{00} + U_{090} + U_{90} + U_{0180} + U_{180} + 0.5U_{045}}{8}; \\ \bar{V}(\psi) &= \frac{U_{00} + U_{0180}}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (1.27)$$

Параметры долговременных распределений [формула (1.116)]
и эффективные полувысоты волн с обеспеченностью 10^{-4}

Номер участка по рис. 26	L, м	Таблица			Средноразмерная		
		а, м	б	$\Gamma_{\text{эф}}, \text{м}$	а, м	б	$\Gamma_{\text{эф}}, \text{м}$
4	50	0,28	1,19	3,2	0,23	1,17	2,8
5		0,15	0,92	3,6	0,16	0,98	3,2
8		0,13	0,99	3,4	0,12	0,93	2,9
4	100	0,34	1,18	3,9	0,28	1,16	3,4
5		0,19	0,98	4,1	0,22	1,04	3,5
8		0,20	1,00	3,7	0,18	1,02	3,7
4	150	0,33	1,06	4,8	0,28	1,03	4,1
5		0,22	0,95	4,6	0,27	1,09	3,9
8		0,24	1,03	4,1	0,21	1,05	3,4
4	200	0,35	1,09	5,1	0,29	1,03	4,5
5		0,22	0,95	4,6	0,28	1,06	4,2
8		0,26	1,01	4,5	0,23	1,08	3,9
4	250	0,30	1,02	5,3	0,28	1,04	4,6
5		0,23	0,95	4,9	0,28	1,07	4,4
8		0,25	0,95	4,7	0,23	1,01	4,1
4	300	0,29	1,02	5,8	0,28	1,04	4,7
5		0,21	0,92	4,9	0,29	1,09	4,3
8		0,24	0,97	4,9	0,23	1,06	4,2
4	400	0,23	0,94	5,2	0,24	0,99	4,6
5		0,15	0,86	4,7	0,26	1,06	4,1
8		0,19	0,91	4,6	0,20	0,95	4,1

указанных и некоторых других участках Мирового океана в соответствии с их нумерацией по рис. 26. Эти и подобные им данные для других участков океанов и морей показали, что для судов длиной 150 м и более самые тяжелые условия плавания (наибольшие эффективные полувысоты волн или пропорциональные им волновые изгибающие моменты) встречаются в Северной Атлантике (участок 4 на рис. 26). Применительно к волновым условиям этого района и вычисляются обычно долговременные распределения волновых нагрузок, которые используются для сопоставительных оценок прочности судов неограниченного плавания. Наименьшие волновые нагрузки действуют на суда в южной части Тихого океана (Австралия—Южная Америка, участок 19 на рис. 26). Самые значительные нагрузки относятся к Охотскому морю (участок 27), но они все же меньше, чем на самом легком океанском участке.

По программе выполнен [22] большой объем расчетов и найдены значения параметров распределения Веббулла для 33 различных и весьма важных для морского судоходства морских участков (рис. 26). Из них 23 участка относятся к наиболее важным для судоходства районам океанов (Атлантического, Тихого и Индийского), остальные 10 — это участки морей, омывающих границы СССР. Были также получены параметры распределения Веббулла для 14 различных основных рейсов (маршрутов) морских судов из наших морских портов (Ленин-



Рис. 26. Участки Мирового океана, для которых определены параметры долговременных распределений вертикальных изгибающих моментов.

град, Одесса, Мурманск, Владивосток). Кроме того, получены параметры распределения Веббулла для всего срока службы судна, соответствующего четырем разным комбинациям различных рейсов.

Из этого большого количества данных в первую очередь заслуживают внимания приведенные в табл. 13 значения параметров долговременного распределения и эффективных полувысот волн с обеспеченностью 10^{-4} , характеризующие волновые вертикальные изгибающие моменты в мидельсвом сечении танкеров и сухогрузных судов при плавании их на тех участках Мирового океана, где встречается наиболее сильное ветровое волнение. Кроме того, на рис. 27 приведены крайние значения в зависимости от длины судна значений эффективных полувысот волн для

В табл. 14 приведены значения параметров α и β и эффективных полувысот волн для нескольких рейсов (маршрутов), включающих ряд районов Мирового океана при определенной

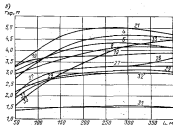
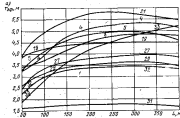


Рис. 37. Эффективные полувысоты волн с относительностью 10^{-4} для волнового вертикального изгибающего момента в мидельном сечении судна различных длин на некоторых участках Мирового океана: а — для танкеров; б — для сухогрузных судов.

относительной длительности пребывания судна в каждом из них. Таблица 15 содержит аналогичные данные для различных сочетаний рейсов, указанных в табл. 14, составляющих срок эксплуатации судна.

Таблица 14

Параметры алгоритмического распределения и эффективные полувысоты волн с относительностью 10^{-4} для некоторых рейсов

Порядок рейса	Наименование рейсов и их продолжительность [см. прим. 2)]	Параметры	Длина судна, м					
			100		200		300	
			Средняя полувысота (м)	Танкер	Средняя полувысота (м)	Танкер	Средняя полувысота (м)	Танкер
1	Дальний—Куба (32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39)	α , м β , м γ , м	0,17 0,95 3,7	0,18 0,91 4,0	0,19 0,96 3,9	0,17 0,88 4,8	0,17 0,90 4,2	0,14 0,85 4,7
2	Океан—Куба (26, 32, 33, 34, 35, 36)	α , м β , м γ , м	0,16 0,92 3,7	0,17 0,90 4,4	0,16 0,87 4,9	0,16 0,85 4,8	0,14 0,85 4,2	0,12 0,82 4,1
11	Мурманск—Минераль (24, 25)	α , м β , м γ , м	0,37 1,60 3,9	0,37 1,61 5,0	0,36 1,0 4,4	0,24 0,85 5,0	0,22 0,80 5,0	0,19 0,60 4,4
12	Дальний—Морозов (32, 33, 34, 35, 36)	α , м β , м γ , м	0,16 0,94 3,6	0,17 0,89 4,5	0,18 0,96 3,9	0,17 0,89 4,5	0,15 0,87 4,5	0,14 0,85 4,0
13	Океан—Амстердам (25, 31, 32)	α , м β , м γ , м	0,24 1,04 3,9	0,24 0,97 4,8	0,21 0,96 4,3	0,22 0,94 5,0	0,20 0,94 4,4	0,18 0,87 5,0
14	Дальний—Кейптаун—Балтийский (7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14)	α , м β , м γ , м	0,16 0,93 3,2	0,16 0,89 4,5	0,16 0,92 3,9	0,17 0,87 4,9	0,16 0,86 4,2	0,15 0,85 4,1

Параметры долговременного распределения в эффективных полувысотах волн с обеспеченностью 10-4 для некоторых параметров времени службы судна

Критерии риска (показатель надежности судна и его экипажа)	Параметры	Длина судов, м											
		100			200			300			400		
		Средняя длина судна	Температура	Средняя длина судна	Температура	Средняя длина судна	Температура	Средняя длина судна	Температура	Средняя длина судна	Температура	Средняя длина судна	Температура
$1(0,5) + 11(0,5)$	$\sigma, \text{ м}$ $\sigma_{\text{эф}}, \text{ м}$	0,22 1,02 3,3	0,22 0,56 4,3	0,22 0,56 4,3	0,22 0,56 4,3	0,20 0,50 3,0	0,20 0,50 3,0	0,20 0,50 3,0	0,20 0,50 3,0	0,20 0,50 3,0	0,16 0,56 4,3	0,17 0,56 4,3	0,17 0,56 4,3
$1(0,5) + 11(0,5) + 13(0,25) + 14(0,3)$	$\sigma, \text{ м}$ $\sigma_{\text{эф}}, \text{ м}$	0,18 0,56 3,1	0,20 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,18 0,53 4,3	0,17 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3
$2(0,4) + 13(0,25) + 14(0,3)$	$\sigma, \text{ м}$ $\sigma_{\text{эф}}, \text{ м}$	0,19 0,50 3,8	0,20 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,19 0,53 4,3	0,17 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3	0,15 0,53 4,3
Участок 5(0,5) + участок 20(0,5) (см рис. 56)	$\sigma, \text{ м}$ $\sigma_{\text{эф}}, \text{ м}$	0,19 0,56 4,1	0,21 0,54 4,5	0,21 0,54 4,5	0,21 0,54 4,5	0,20 0,50 4,0	0,20 0,50 4,0	0,21 0,54 4,5	0,21 0,54 4,5	0,21 0,54 4,5	0,18 0,54 4,5	0,18 0,54 4,5	0,18 0,54 4,5

Из рассмотрения представленных данных можно сделать следующие выводы.

1. Эффективные полувысоты волн для сухогрузных судов на 10—15% меньше, чем для танкеров. В то же время параметры долговременного распределения волнового изгибающего момента σ и $\sigma_{\text{эф}}$ практически одинаковы для судов разных типов.

2. С ростом длины судов параметры σ и $\sigma_{\text{эф}}$ имеют тенденцию уменьшаться, а эффективные полувысоты волн — увеличиваться.

3. Максимальные волновые нагрузки за рейс или за срок эксплуатации судна определяются главным образом «нападом» наиболее тяжелого участка океана, на котором приходится плавать судну.

4. Наибольшие значения волновой нагрузки для различных маршрутов или их сочетаний отличаются друг от друга гораздо меньше, чем для отдельных участков моря. Этим, по-видимому, и объясняется единообразная практика классификационных обществ, требующая обеспечения почти одинакового стандарта прочности для судов всеоразличного плавания и допускающая сравнительно малое снижение этого стандарта для судов ограниченного плавания, если они могут хотя бы временно выходить в открытый океан.

Результаты расчетов долговременных распределений существенно зависят от ряда расчетных предположений, которые используются при их определении. Примером может служить приведенная на рис. 27 кривая, соответствующая участку 33. Для ее расчета были использованы спектры волнения, полученные по записям волнографом Такера, а то время как для всех остальных участков спектры строились на основе визуально определенных характеристик видимых волн. Это отличие в исходных данных привело к значительному различию между зависимостями эффективных полувысот волн от длины судна для участка 33 и аналогичными кривыми для других участков. Как абсолютные значения эффективных полувысот волн, так и закономерности их относительного изменения в функции от длины судна определяются также правильно в расчетах параметрами амплитудно-частотных характеристик, долговременных распределений интенсивности волнения и т. д. Учетная «чувствительность» результатов расчета долговременных распределений, особенно абсолютных значений наибольших эффективных полувысот волн, к компоновке исходных данных, В. В. Корляков оценивает приведенные выше обширные данные как ориентировочные¹, предназначенные скорее для качественных оценок, чем для количественных. По этой же причине, результаты расчетов долговременных распределений волновых изгибающих моментов используются в первую очередь для исследования закономерностей

¹ См.: Бронский А. Н., Глазков М. К., Корляков В. В. О систем. выборе электрич. коруса судна. Д. «Строительство», 1974, с. 88.

относительного изменения наибольших значений эффективных полувысот волн с изменением длины судна. Эти закономерности играют важную роль при проектировании прочности, позволяя экстраполировать данные существующей практики на суда боль-

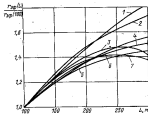


Рис. 28. Относительное изменение наибольших значений эффективных полувысот волн (H_{eff} в метрах) при изменении длины судна.

1 — данные А. В. Колесникова [28]; 2 — данные Г. В. Войкова [30]; 3 — данные В. И. Кирюшина [31]; 4 — данные А. И. Мала-севича [32]; 5 — данные Д. В. Воронина [33]; 6 — данные Д. Воронина [34]; 7 — данные А. Н. Нерисстрема [35].

шой длины. На рис. 28 приведены графики указанной зависимости (здесь $H_{eff}(100)$ — эффективная полувысота волны для судна длиной 100 м), принадлежащие разным авторам (для построения графиков использованы данные [38, с. 142, табл. 2.7]). Видно, что и для этой закономерности имеет место разброс результатов.

Глава 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЗАМЕРОВ ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК НА СУДАХ В НАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ

Понимая условность волновых нагрузок, получаемых с помощью детерминистического стандартного расчета статической постановкой судна на регулярную волну длиной $\lambda=L$ и высотой $H=L/20$, судостроители давно осознали необходимость выяснения наибольших действительных значений этих нагрузок, действующих на корпус судов в реальных условиях их эксплуатации. Такая необходимость сохраняется и становится еще более

острой и при новом, статистическом методе определения расчетных значений нерегулярных волновых нагрузок, поскольку имеющиеся в этом методе допущения нуждаются в объективной оценке.

Так как непосредственно определить волновые нагрузки на судно практически невозможно, то обычно измеряют деформации (напряжения), возникающие в конструкции от этих нагрузок (см. § 11).

Натурные испытания корпусов судов могут быть статическими или динамическими. Статические испытания производятся в сухом доке или на тихой воде. Требующийся продольный вертикальный изгибающий момент возникает благодаря соответствующему распределению балласта и груза вдоль судна. При испытаниях в доке перегибающие моменты создаются установкой опор под килем судна в районе середины его длины, а прогибающие моменты — размещением опор в оконечностях судна. При статических испытаниях на тихой воде значения и распределение по длине судна сил поддержания могут быть легко определены для любой посадки судна. Перегибающий и прогибающий моменты в этом случае также создаются размещением груза и балласта по длине судна.

В тех поперечных сечениях корпуса судна, где необходимо определить напряжения, располагают тензометры (датчики деформаций) на разных расстояниях от нейтральной оси сечения корпуса-балки (положение этой оси по высоте корпуса при известной конструкции продольных связей данного судна легко подсчитывается, см. § 37). Тензометры устанавливаются на жестких связях симметрично на правом и левом бортах, попеременно на верхней и нижней поверхностях листов продольной связи. Полуусумма показаний таких парных тензометров определяет деформацию (напряжение) срединной плоскости листа, вызываемую общим продольным изгибом корпуса, а полуразность показаний — деформацию поверхностных фибр тех же листов от их местного изгиба.

Если на корпус судна действует только продольный вертикальный изгибающий момент в диаметральной плоскости, то при симметричной конструкции правого и левого бортов относительные деформации и напряжения по показаниям симметрично расположенных по бортам тензометров должны быть одинаковыми. Если же показания оказываются разными и разность выходит за пределы погрешностей техники замеров, то это свидетельствует о наличии кроме вертикального также и общего изгибающего момента, действующего в продольной горизонтальной плоскости. В этом случае полуусумма напряжений, определенных по средним показаниям тензометров правого и левого бортов, соответствует значению нормальных напряжений от вертикального изгиба, а полуразность дает напряжения от горизонтального изгиба. Такая расшифровка показаний

тензометров допустима только в тех случаях, когда нормальные напряжения в конструкции от стесненного кручения можно считать пренебрежимо малыми. В противном случае требуется более точная схема разделения измеренных нормальных напряжений (см., например, [47]).

Так как для поперечных сечений корпуса относительно мест установки тензометров известны значения моментов сопротивления, то для каждой продольной связи, на которой установлен тензометр, можно определить значение расчетных напряжений по формуле изгиба простой однородной балки $\sigma = M/W$. Близость экспериментально замеренных по тензометрам и найденных расчетом по известному моменту значений напряжений определяет степень оправданности допущения о возможности считать корпус судна при изгибе простой однородной балкой.

Другим способом проверки правильности этого предположения является экспериментальное определение стрелок прогиба корпуса при известных значениях действующего вертикального изгибающего момента, вычерчивание соответствующих упругих линий при изгибе и сравнение их с упругими линиями, полученными расчетом по теории изгиба балки с переменной по длине жесткостью и с учетом того, что общий прогиб равен сумме прогиба от изгиба и прогиба от сдвига. Близость замеренных и расчетных упругих линий также определяет степень оправданности допущения о возможности считать корпус судна при изгибе простой однородной балкой.

Для объективной оценки соответствия расчетных и замеренных величин необходимо, очевидно, быть уверенным в точности замеров. Для этого надо детально разработать методику эксперимента, применять достаточно точные измерительные инструменты и приспособления и тщательно производить сами замеры. Ошибки измерений не должны быть направлены систематически в одну сторону. Для уменьшения влияния случайных ошибок измерений необходимо одну и ту же величину измерять несколько раз, находя ее среднее значение и среднеквадратичное отклонение из ряда независимых опытов. В тех случаях, когда можно ожидать существенное влияние на деформации температурных градиентов, замеры предпочтительно делать ночью. При сравнении экспериментов, выполненных в разных местах, разными лицами и в разное время, часто неизвестно, в какой мере выполнялись отмеченные выше общие условия, что затрудняет критическую оценку результатов.

Замеренные при известных изгибающих моментах напряжения являются тарировочными и, следовательно, позволяют правильно определить заранее неизвестное в каком-либо эксперименте значение изгибающего момента. В динамических опытах при нахождении изгибающих моментов, вызываемых нерегулярным волнением, пользуются результатами замерений напряжений в различных продольных связях корпуса-балки,

учитывая тарировочные напряжения. Обычно в правильно поставленных опытах считается необходимой предварительная тарировка корпуса судна. Конечно, можно, как было сказано выше, найти значение изгибающего момента по замеренному напряжению, но прибегая к тарировочным напряжениям. Однако такое определение будет неточным, так как соответствующий момент сопротивления, подсчитанный по геометрическим размерам поперечного сечения корпуса, оказывается приближенным по следующим причинам:

учет в моменте сопротивления отдельных надстроек, а также связей, теряющих устойчивость, является приближенным; возможна неравномерность распределения напряжений по ширине палуб, в особенности для судов с большими вырезами; не учитываются изгибные неровности в виде местных выступов и гофрировок, так как при расчете условно считается, что линии продольных связей имеют ровную, гладкую поверхность; не принимается во внимание наличие в связи остаточных технологических (сварочных, сборочных) напряжений, приводящее к тому, что в некоторых продольных связях напряжения достигают предела текучести уже при умеренных изгибных напряжениях, вследствие чего эти связи при дальнейшем увеличении нагрузок перестают полностью воспринимать внешнюю нагрузку;

расчет моментов сопротивления обычно производится по размерам связей, данным с чертежей рассматриваемого судна. Эти размеры при постройке судна, а также при его эксплуатации могут измениться.

§ 13. Рамки замеры

Испытания минносца «Вулф». Первые в истории кораблестроения наиболее тщательно натурные измерения волновых нагрузок были произведены в 1903—1904 гг. на английском минносце «Вулф» ($L=68,5$ м, $D=460$ т) [43, 72]. Эти измерения были решено провести непосредственно после гибели в 1901 г. разломившегося на две части в море минносца «Кобра», отличного с минносцем «Вулф». Минносец «Вулф» считался был подвергнут статическим испытаниям в доке, а затем был направлен в море для определения вертикальных изгибающих моментов на нерегулярном волнении. Замеры деформаций производились индикатором Стромейера с базой 500 мм. При испытаниях в доке индикатор устанавливался в котельном отделении между 83-м и 84-м шпангоутами (район миделя) и в машинном отделении. Парные индикаторы были размещены в ДП на палубе и на вертикальном киле у днища. Кроме того, симметрично с каждого борта было устанавливаемо по 5 пар индикаторов (3 пары на борту и 2 пары на продольной буксерной

причин для уменьшения модуля упругости конструкции. С другой стороны, при определении момента инерции поперечного сечения корпуса судна была вынуждена необходимость зачислять площади сжатых связей при авторе или устойчивости с соответствующими редуцированными коэффициентами. Для минносеца «Вулф» это приводит к значительному уменьшению момента инерции, так как при поперечной системе набора со шириной 510 мм толщина листов на 60% ширины палубы была только 3 мм, толщина листов остальной части палубы и шпренгеля равна 6 мм, толщина листов днищевой обшивки 5 мм. Кроме того, указывалось, что растоптанные листы надо учитывать с их эффективной шириной, меньшей фактической величины. В итоге эти поправки привели к уменьшению момента инерции тоже почти на 25%. Следовательно, установленное в эксперименте согласование замеренных и расчетных значений напряжений и прогибов получается и без предположения об изменении модуля упругости конструкции, но при более правильном определении момента инерции сечения эквивалентного бруса.

Испытания минносеца «Престон», «Брос» и «Албуэрз». Естественно, что после испытаний на «Вулфе» статические и динамические испытания проводились и на других судах (подробно они описаны П. Ф. Палкомичем [43]), вплоть до начала второй мировой войны. Однако они не привели к каким-либо новым существенным выводам. Отметим лишь ставшие классическими испытания а доке двух однопалубных американских минносецев «Престон» и «Брос» ($L=85$ м; $B=9,45$ м; $H=6,3$ м; $D=1200$ т), 1930—1931 гг., и английского минносеца «Албуэрз» ($L=108$ м; $B=12,2$ м; $H=6,4$ м), 1950 г. Все они имели; американские имели поперечную систему набора, а английский — продольную. Поперечный набор американских минносецев по палубе и дну был усилен продольными составными листовыми балками, расстояние между которыми на днище не превышало 1,3 м, на палубе балки были составлены от борта на расстоянии 0,9, 1,8 и 3,3 м. Толщина листов днища 12,5 мм, палубы на ширине 2 м от борта 12,5 мм и на остальной ширине 6,0 мм. Поперечная шпация 880 мм. Предел текучести стали 3300 кгс/см². На английском минносеце при продольной системе набора расстояние между продольными балками 720—750 мм, толщина листов днища 15 и палубы 17 мм, предел текучести стали 3670 кгс/см².

При испытании а доке в корпусе размещалось достаточное количество тензодатчиков для определения напряжений в разных сечениях и точках на высоте корпуса. В каждой точке тензодатчики устанавливались розетками, измеряющими напряжения (точнее, деформации) в двух взаимно перпендикулярных направлениях (вдоль и поперек судна) и под углом 45° к ним. Это давало возможность определять значения и направление глав-

ных нормальных и касательных напряжений. Для исключения влияния температурных градиентов все замеры напряжений и прогибов производились ночью или рано утром. Испытания не ограничивались областью упругих деформаций элементов конструкции. Корпуса были доведены до разрушения, которое во всех случаях происходило от потери устойчивости сжатых перекрытий: корпус «Престона» был разрушен прогибанием моментом; вызванным потерей устойчивости палубы, а корпуса «Брос» и «Албуэрз» — перегрузочными моментами, обусловившими потерю устойчивости днищевых перекрытий.

Результаты этих испытаний по замерам прогибов и напряжений в пределах упругих деформаций полностью подтвердили вывод о том, что замеренные значения хорошо согласуются с расчетными по теории балок. Лучшую согласованность с расчетными напряжениями имеют главные нормальные напряжения; однако для наиболее удаленных от нейтральной оси продольных связей (для палубы и днища) значения главных нормальных напряжений практически можно считать одинаковыми с продольными напряжениями при изгибе корпуса судна в ДП. Отметим, что вполне удовлетворительное согласование замеренных и расчетных значений напряжений при изгибе корпусов судов было подтверждено и статическими испытаниями морских транспортных судов (грузовых и пассажирских, клеевых и сварных, при поперечной и продольной системах набора).

Предельную пластическую прочность испытанных минносецев можно наглядно охарактеризовать отношением разрушающего изгибающего момента M_p к расчетному моменту при статической постановке на стандартную волну $M_{ст}$, а также отношением критического сжимающего напряжения σ_k соответствующего M_p к пределу текучести материала σ_t . Из табл. 16 видно, что на американских минносецах при поперечной системе набора критические сжимающие напряжения оказались довольно высокими из-за установки достаточно прочных и жестких продольных листовых балок. Это критическое напряжение было лишь немногим меньше предела пропорциональности мягкой углеродистой стали с пределом текучести 2400 кгс/см².

Таблица 16

Характеристики предельной пластической прочности минносецев

Имя судна	Сист. и, в которой характер напряжений	$M_p/M_{ст}$	σ_k/σ_t
«Престон»	Палуба	3,58	0,99
«Брос»	Днище	1,88	0,86
«Албуэрз»	—	2,90	0,71

Надо отметить то обстоятельство, что для создания перегружающего момента «Брос» и «Албуэрз» устанавливались на две

опоры, расположенные в нос и в корму от мидели на расстоянии 12 и одна от другой. На «Брюсе» потери устойчивости днища произошла возле одной из этих опор. В сечении у опор изгибающий момент был на 15% больше, чем в миделевом сечении. Следовательно, в одном сечении действовали однонаправленно и наибольший изгибающий момент, и наибольшие перерезывающая сила. Касательные напряжения от перерезывающей силы на опоре в обшивке борта у нейтральной оси были равны 630 кгс/см^2 , что много меньше касательного напряжения, вызывающего текучесть при сдвиге и равного $\sigma_{\text{сдв}}/3 = 1900 \text{ кгс/см}^2$, а также и касательного напряжения, вызывающего потерю устойчивости при сдвиге приблизительно 1600 кгс/см^2 . При удалении от нейтральной оси касательные напряжения быстро уменьшались: на скуле они были равны 280 кгс/см^2 , на киле — нулю. Наибольший угол, образованный главными сжимающими напряжениями днища и продольной осью судна, на половине ширины судна вдоль ДП не превышает 13° , следовательно, главное сжимающее напряжение в днище практически равно нормальному. А это значит, что касательные напряжения в днище играли лишь ничтожную роль в потере устойчивости днища.

На миноносце «Албузга» потери устойчивости днища произошла тоже вблизи одной из доковых опор. Однако в этом случае перерезывающая сила вызвала очень большие касательные напряжения в листах борта: на нейтральной оси они были равны 1870 кгс/см^2 , на скуле — 1200 кгс/см^2 . Поскольку касательное напряжение у нейтральной оси было несколько больше значения, соответствующего потере устойчивости листов борта, то такую потерю следовало ожидать, и она действительно наблюдалась при испытании¹.

В обшивке днища на половине ширины судна вдоль ДП направление главных сжимающих напряжений составляло с продольной осью судна угол от 12 до 20° . Следовательно, практически для этой части днища можно пренебрегать влиянием касательных напряжений и считать, что главные сжимающие напряжения равны нормальному. В остальной части наружной обшивки до перегиба борта с нейтральной осью все более преобладающим оказываются касательные напряжения.

Особенностью испытаний на «Албузге» по сравнению с испытаниями на «Брюсе» является то, что при разрушающем изгибающем моменте почти одновременно достигалась потеря устойчивости днища от сжатия борта при сдвиге. Однако в действительных условиях плавания невероятно, чтобы волновая нагрузка могла создавать в каких-либо поперечных сечениях корпуса большие изгибающие моменты с одновременным дей-

ствием значительных перерезывающих сил. Поэтому на судах продольный изгибающий момент обычно может достигать своего критического значения раньше, чем касательные напряжения станут опасными с точки зрения потери устойчивости бортов судна.

Испытания на разрушение миноносцев показали, что если исключена возможность крупного разрыва судового корпуса, то его разрушение от потери устойчивости сжатых перекрытий происходит значительно раньше, чем достигшие напряжения в продольных связях станут равными пределу текучести материала. Это вывод справедлив применительно к таким корпусам, у которых потеря устойчивости сжатых перекрытий происходит при напряжениях, меньших предела текучести материала. Однако вполне возможно конструктивно увеличить значение критических сжимающих напряжений до предела текучести стали. Например, если бы на миноносцах «Престон» и «Брюс» вместо стали повышенного сопротивления с $\sigma_s = 3300 \text{ кгс/см}^2$ применяли обычную малоуглеродистую сталь с $\sigma_s = 2400 \text{ кгс/см}^2$, то толщину настила палубы и наружной обшивки пришлось бы увеличить примерно в $3300 : 2400 = 1,4$ раза, что значительно уменьшило бы эйлеровы сжимающие напряжения, доведя их почти до предела текучести малоуглеродистой стали при той же системе набора этих миноносцев (поперечной, усиленной нижними на этих миноносцах продольными составными листовыми балками). На миноносце «Албузга» с продольной системой набора для доведения эйлеровых сжимающих напряжений до предела текучести стали 3670 кгс/см^2 было бы достаточно уменьшить расстояние λ между продольными балками, не меняя толщины листов t , так чтобы $\lambda/t = 45$ (в действительной конструкции это отношение равно 62). При переходе на малоуглеродистую сталь на этом миноносце соответствующее утолщение листов продольных связей увеличивало бы эйлерово напряжение до предела текучести этой стали без изменения продольной шпации. Заметим, что на современных нефтяных судах при продольной системе набора значения эйлеровых сжимающих напряжений в палубе и днище, как правило, превышают предел текучести материала конструкции. (Надо иметь в виду, что действительно критическое напряжение сжатия равно эйлерово только тогда, когда последнее не превышает половины предела текучести стали). Для судов, у которых устойчивость сжатых связей доведена до предела текучести материала, более опасными оказываются максимальные растягивающие напряжения при продольном изгибе. Поэтому к ним не относится вывод, сделанный выше на основании испытаний миноносцев.

Испытания судна «Сам-Франциско». Динамические испытания судов в море имеют целью определение действительных волновых нагрузок, возникающих в корпусе судна на волнении. Однако осуществить нужные измерения очень сложно. Долгое

¹ На разрушение корпуса могли также оказать влияние опоры раската, вызывая предостереженное повреждение продольных листовых связей.

время отсутствовали достаточно надежные и удобные измерители деформаций. А таких измерителей требуется большое количество для замеров в различных поперечных сечениях судна и в достаточном числе точек по высоте каждого сечения. При визуальном наблюдении за показаниями тензодатчиков трудно обеспечить синхронность записей этих показаний. Долгое время открытым оставался вопрос о соответствии измеренных напряжений конкретным условиям волнения, поскольку не было приборов, измеряющих волнение, а визуальных определений «характерной» высоты волны для этих целей недостаточно. Поэтому многократные наблюдения за судами в море, которые проводились до 50-х гг. в нашей стране и за рубежом, не могли дать ответа на вопросы о повторяемости различных значений волновой нагрузки и о наибольшем значении этой нагрузки. Более того, такие вопросы даже не ставились, поскольку сами волновые нагрузки не изучались с верооятностных позиций (современные взгляды на природу и исследование волновых нагрузок начали формироваться в 50-х гг.). Тем не менее проведенные в то время натурные испытания обогатили кораблестроителей многими качественными данными о поведении судов в море и, несомненно, способствовали разработке статистического метода определения параметров качки и волновых нагрузок. Остановимся на характеристике одного из лучших натурных испытаний того времени — испытаний немецкого шельтердечного судна «Сан-Франциско» ($L=131$ м; $B=18$ м; $T_{\text{в}}=6,9$ м; $T_{\text{п}}=7,6$ м), организованного Г. Шнаделем в 1934 г. во время регулярных рейсов Гамбург—Панамский канал—Банкувер. Судно было хорошо оснащено аппаратурой: гироскопическими приборами для измерения килевой и бортовой качки, акселерометрами для замера ускорений, тензотранзи и в нескольких сечениях для измерения напряжений, датчиками давления на днище. По обоим бортам определялся профиль волны посредством электрических контактов, установленных в шести поперечных сечениях по длине судна. В каждом сечении устанавливалось 17 контактов: один на киле и по восемь контактов на каждом борту на разных расстояниях по вертикали. Волна при подъеме замыкала контакты и зажигала сигнальные лампы, оставлявшие след на пленке специального регистрирующего аппарата.

Большая часть плавания проходила при легком волнении, но на пути в Гамбург в восточной части Северного Атлантики было встречено два особенно сильных шторма, последовательных непосредственно один за другим через 33 ч. Сила ветра доходила до 12 баллов по Бофору. Наибольшие волны достигали высоты 16—18 м, как было определено по данным регистрации профилей волн у бортов судна и по стереофотографическим измерениям; по визуальным наблюдениям в южной высоте волны была равна, по крайней мере, 15 м. Во время шторма судно дрейфовало, располагаясь носом к ветру и волнам. Размах

(двойные амплитуды) килевой качки достигали 22°. Результаты испытаний показали [99], что измеренные напряжения были значительно меньшими, чем получаются по обычному расчету при измерении на судне профиле волны. В связи с этим Г. Шнадель впервые ввел понятие «эффективной» высоты волны, имеющей длину, равную длине судна, при статистическом постановке на которую получаются такие же напряжения и прогибы, какие замеряются на действительном нерегулярном волнении. Тогда метод статической постановки на волну для расчета изгибающих моментов, изгибных напряжений и прогибов оказывался удовлетворительным для практических целей при эффективной высоте волны и при ее длине, равной длине судна. Например, эффективная высота волны $\sim 4,2$ м (при длине 130 м) соответствовала действительным волнам высотой 9—10 м.

Было установлено, что напряжения на вершине волны меньше, чем на подходе (наибольшие напряжения при растяжении палубы 600 кгс/см², при сжатии — 695 кгс/см²). Такое различие могло быть связано с нарушением корпуса судна обтекаемыми скоростями частиц воды. Здесь впервые при натурных замерах напряжений косвенным путем было обнаружено существование вливания корпуса судна на структуру волны и, таким образом, опровергалась гипотеза Фруда—Камлова, по которой считалось возможным пренебрегать наличием корпуса в волне судна при определении волновых нагрузок и параметров качки.

Были отмечены значительные напряжения в палубе при прогибе от сдвига (наибольшие значения до 220 кгс/см²).

Комментируя результаты испытаний, Г. Шнадель отмечал, что расчеты продольной прочности должны быть изменены, а для определения действительных напряжений на волнении расчетная высота волны должна приниматься большей при прогибе, чем при перегибе. Интересен также его анализ результатов измерения давления воды на корпус плавучего судна, в котором учтено, что при вертикальной и килевой качке инерционные силы присоединенных масс воды входят составной частью в показания датчиков давления воды, установленных на судне. Простое исследование показывает, что давление воды увеличивается за счет сил инерции присоединенных масс на вершине волны и уменьшается на подходе волны. Поэтому на замеры датчиков давления надо вычитать эти инерционные силы при расположении судна на вершине волны и прибавлять их при заходе судна на подходе волны.

Гидродинамические давления, найденные после такого вычитания или сложения, отражают эффект Свита и влияние корпуса судна на структуру волн. Если подсчитать эффект Свита, то может быть установлено и влияние корпуса. При длине и высоте волны, равных 186 и 14 м, эффект Свита снижает давление воды на 25%, а замеры показали уменьшение давления на

40%. Исследования, проведенные Геретнером и Хагеном, показали, что давление воды в неэквивалентной волне не согласуется с соответствующей высотой столба воды. Смет пришлось к воде, что расчетная высота волны должна приниматься значительно меньшей, чем наблюдаемая. При этом не учитывается нарушение структуры волны корпусом судна и влияние присоединенных масс воды при вертикальной и килевой качке судна.

Измерения давлений воды и ускорений вертикальной и килевой качки дают необходимые данные для построения кривой распределения нагрузки и для определения изгибающих моментов.

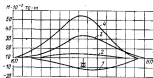


Рис. 28 Изгибающие моменты на вершине волны для судна «Сен-Франциско».

1 — от статических масс судна; 2 — от сил инерции присоединенных масс воды; 3 — на такой же волне; 4 — суммарный момент с учетом всех динамических сил в момент на таковой волне.

тов при испытаниях на волнении. Динамические силы вызываются ускорениями масс самого судна и ускорениями присоединенных масс воды. Кривая нагрузки от первой части является разностью инерционных сил масс судна и измерения сил плавучести при вертикальных колебаниях. На вершине волны изгибающий момент уменьшается от действия этих динамических сил. Силы присоединенных масс воды поддерживают часть веса судна вместо соответствующей силы плавучести. Поэтому эпюра нагрузки от них является разностью между силами присоединенных масс воды и плавучести корпуса судна. В общем случае эта нагрузка вызывает изгибающий момент, который превышает статический изгибающий момент.

На рис. 29 показаны кривые динамических и статических изгибающих моментов при положении судна на вершине волны. Значения вертикальных изгибающих моментов в моделином бассейне, определенные Г. Шнаделем для самого тяжелого волнения, встреченного судном, оказались следующими (в тс·м):

Статический изгибающий волновой момент с учетом эффекта Смита	30 000
Изгибающий момент от инерционных сил массы судна ($g=0$)	12 000
Изгибающий момент от присоединенных масс воды ($g=0$)	4 500
Суммарный волновой изгибающий момент	22 500
Изгибающий момент на таковой волне	33 000
Сумма моментов волнового и на таковой волне	45 500

Статический момент, составляющий 30 000 тс·м, превышает наибольший волновой момент, равный 22 500 тс·м. Он соответствует высоте эффективной волны, равной 5,5 м или $L/24$, а при учете динамических сил эффективная высота волны равна 4,3 м для судна без хода.

Сравнение этих изгибающих моментов с соответствующими замерами показало вполне удовлетворительно согласование.

Б. Корвин-Круковский так оценивает результаты исследования: «Работы Г. Шнаделя на «Сен-Франциско» являются важными, поскольку описывают, как изгибающий момент возникает из плавучести и ускорений масс судна и окружающей воды. Они выявили значимость взаимодействия судна с волной. Приведенные данные впервые были получены на судне в море, впоследствии они были подтверждены модельными испытаниями и теоретическими расчетами. Слово «подтвержденные» здесь употреблено в качественном смысле. Полученные на «Сен-Франциско» данные не могут считаться достаточно точными для детального сравнения с расчетами и модельными испытаниями. Главными источниками неточности являются следующие:

анализировалась только одна волна, поскольку найденные профили волны по нескольким последовательным записям были неопределенности;

общее число датчиков давлений было слишком мало для достаточно правильного наблюдения волнового давления воды;

установленный порядок синхронизации записей давлений не давал достаточной точности;

использованные расчеты соотношения основывались на свойствах регулярных волн;

применялись тензометры механического типа, что не позволяло централизовать наблюдения. Однако они давали возможность устанавливать нулевую точку отсчета и ясно разделять напряжения от перегиба и прогиба. У более совершенных электрических тензометров, применявшихся в дальнейшем другими исследователями, нулевая калибровка оказывается неопределенной, и поэтому они показывали только полный размах (абсолютную сумму амплитуд) напряжений от вершины до подошвы волны» [98].

¹ Это соответствует высоте — 5,5 м высоты эффективной волны для Северного Атлантики (см. табл. 13 и рис. 27).

В 1946—1947 гг. на английском сухогрузном судне «Оушен Вэлкен» ($L=127$ м; $B=17,37$ м; $T=6,2$ м; $\delta=0,775$; корпус сварной, система набора поперечная) производились замеры напряжений во время 17-месячного его плавания в Атлантическом океане из английских портов к восточным берегам Северной Америки [64]. Судно совершало 8 рейсов за 321 день, из них находилось в море 290 дней, в том числе 203 дня — в открытом океане. Для измерения напряжений, профиля волны и давления воды на корпус судно было оборудовано аппаратурой, более совершенной, чем судно «Сам-Франсиско». В 12 сечениях по длине судна симметрично с каждого борта было установлено 700 индикаторов профиля волны и 63 датчика давления воды на днище: на 77% шпангоуте симметрично с каждого борта было размещено 20 пар электротензодатчиков, определяющих напряжения в ширстрекке и в пластике изогнутого днища; 4 акселерометра могли измерять ускорения в трех взаимно перпендикулярных направлениях; гироскопические приборы регистрировали углы килевой и бортовой качки; имелись две камеры для стереофотографирования волнения. Показания всех приборов передавались на центральный пост. Важно отметить, что на судне были установлены автоматические статистические счетчики числа размахов напряжений, находящихся в пределах определенных значений; например, от 158 до 316 кгс/см², от 316 до 474 кгс/см² и т. д., непрерывно увеличивающимися равными ступенями. Число размахов напряжений, меньших 158 кгс/см², не измерялось, что не давало возможности получить полный статистический ряд и строить гистограмму распределения значений напряжений.

Несмотря на то что время испытаний включало два зимних периода, общие условия плавания оказались «мягкими», и только в шестом рейсе было встречено более сильное волнение. Но даже в этом рейсе наибольшая сила ветра (8—9 баллов по шкале Бофорта) наблюдалась только в течение одного дня. Наибольшие углы килевой качки были равны 7°, бортовой качки — 10°. Наибольшая высота волны составляла 10,7 м и соответствовала длине волны от 180 до 210 м. Максимальное значение размаха волнового вертикального изгибающего момента равно 46500 тс·м соответствует размах напряжений 975 кгс/см². Наибольший размах горизонтального изгибающего момента, действующего одновременно с указанным вертикальным моментом, составил 15350 тс·м. По результатам измерений был построен график отношений горизонтального и вертикального моментов при различных курсовых углах (см. [50, рис. 129]). Эффективная высота волны, соответствующая наибольшему вертикальному моменту, равна 4,65 м, что составляет 67% расчетной высоты волны, указываемой в английских Правилах и

равной 0,606 $\sqrt{L}$, и 63% эффективной высоты волны для участка 4 по табл. 13 и рис. 27. Отмеченные выше наибольшие величины относятся, разумеется, только к условиям волнения, имевшим место при испытании. При более тяжелых условиях волнения можно ожидать существенного увеличения и изгибающих моментов, и параметров качки.

При обработке полученных на испытаниях данных вычислялись волновые вертикальные и горизонтальные изгибающие моменты как по замеренным напряжениям, так и по показаниям датчиков давлений и акселерометров. Результаты таких вычислений давали значения моментов, практически хорошо согласующиеся между собой.

В отчетах о горизонтальном изгибающем моменте в отчете по данному испытанию указывается, что его наибольшее значение может иметь один порядок с наибольшим значением вертикального момента. Однако, когда вертикальный момент достигал максимума, горизонтальный имел минимум. Заметно, что минимальный момент сопротивлялся корпусу судна при изгибе его в горизонтальной плоскости: обычно существенно больше, чем при вертикальном изгибе. Поэтому даже при одинаковых значениях горизонтального и вертикального моментов продольные нормальные напряжения от горизонтального момента существенно меньше, чем от вертикального.

Крутящие моменты, измеренные на «Оушен Вэлкен», обуславливали увеличение продольных нормальных напряжений не более чем на 80 кгс/см². При волнении, вызывающем наибольшие вертикальные изгибающие моменты, крутящие моменты малы, и можно пренебречь связанным с ними увеличением продольных напряжений.

Было также определено, что по всей высоте поперечных сечений на волнении действуют продольные сжимающие напряжения не менее 80 кгс/см² при той небольшой скорости (10 уз), которую имело судно. Для более быстрого судна той же размерности можно ожидать увеличения этих сжимающих напряжений, обусловленных упором ванта и сопротивлением воды.

Исследование вертикальной и килевой качки показало, что их влияние на напряжения относительно невелико даже при наиболее суровых условиях волнения, если только не произойдет сдвига, который может увеличивать продольные напряжения в валуе на величину примерно на 240 кгс/см².

В результате этих испытаний были получены также другие ценные сведения [50, рис. 90 и 91]. В табл. 17 приведены впервые полученные на этих испытаниях данные о количестве размахов напряжений, отнесенные к одному году эксплуатации судна. Поразительной особенностью этих данных является то, что за время плавания судна очень редко напряжения достигали своего наибольшего значения.

Таблица 17

Среднегодовое количество размахов нормальных напряжений разного уровня от волнового вертикального изгибающего момента (по замерам в море на судне «Оушен Валкен»)

Размах нормальных напряжений, кгс/см ²	Среднее количество размахов за 1 год
От 158 до 306	206 301
— 306 — 474	9 380
— 474 — 632	526
— 632 — 790	37
— 790 — 848	2
— 848 — 1106	1
Более 1106	0

При эксперименте не были получены данные о распределении размахов напряжений между их составляющими при перегибе и при прогибе. Однако исследователи, анализирувшие результаты замеров, считали, что напряжения от прогиба несколько больше, чем от перегиба.

При суждении о влиянии замеренных волновых напряжений на общую прочность корпуса судна надо иметь в виду, что они накладываются и алгебраически суммируются с напряжениями, которые существуют в корпусе судна, но не учитываются статистическими счетчиками напряжений. К их числу принадлежат не зависящие от волнения напряжения от изгиба и кручения на тихой воде, которые на рассматриваемом судне были равны 490 кгс/см², температурные напряжения, остаточные технологические напряжения. Высокочастотные напряжения от ударных и вибрационных нагрузок также не регистрировались счетчиками. Кроме того, в отдельных конструкциях возможна концентрация напряжений.

Отметим, что исследователи, анализирувшие результаты испытаний «Оушен Валкен», подчеркивали необходимость при определении расчетного вертикального изгибающего момента учитывать влияние эффекта Санта, но предполагали несущественным взаимодействие между волной и корпусом судна. С таким предположением нельзя согласиться, поскольку оно находится в противоречии, как указывает и Б. Корни-Круковский [99], с приведенными выше результатами натурных испытаний «Сен-Франциско», а также с данными модельных испытаний и гидродинамической теории качки судов.

В детерминистическом расчете общей прочности корпуса судна в качестве единственной расчетной нагрузки принимается вертикальный волновой изгибающий момент, значения которого определяется статической постановкой судна на стандартную

волну. Это значит, как видно из предыдущего, большие действительного значения вертикального момента. Для получения действительного волнового момента надо в статический волновой момент вносить поправки, учитывающие эффект Санта, влияние корпуса судна на структуру волны, силы инерции массы судна и присоединенных масс воды. Эти поправки в общей сложности значительно уменьшают статический волновой вертикальный изгибающий момент и, следовательно, волновые напряжения от вертикального изгиба. Однако, как указывалось выше, наибольшие действующие нормальные напряжения в продольных сваях корпуса судна являются не только результатом вертикального изгиба на тихой воде и на волнении, но включают в себя напряжения от горизонтального изгиба, кручения корпуса, сдвига, осевого продольного сжатия, температурные и остаточные технологические напряжения. В связи с этим возникает вопрос, в какой мере напряжения, соответствующие изгибающему моменту, полученному статической постановкой на волну с эффективной высотой и длиной, равной длине судна, соответствуют действительным нормальным напряжениям от совокупности всех вышеназванных факторов. Заметим, что в начале 50-х гг., когда обсуждались результаты испытаний судна «Оушен Валкен», эффективная высота волны считалась равной $\frac{1}{3}$ длины судна, если последняя была равна 120—130 м; для судов меньшей или большей длины эффективная высота принималась соответствующе большей или меньшей.

Главный инженер Английского Ллойд Дж. Тэрбалл в своем докладе [140], посвященном рассмотрению результатов испытаний «Оушен Валкен», дает следующий ответ на поставленный выше вопрос: «Можно заключить, что, применяя волну высотой L/20 и пренебрегая поправкой Санта, получаем теоретический изгибающий момент в среднем сечении судна, равный действительному изгибающему моменту, испытываемому судном длиной 120 м в жесткой шпоре. Для более длинных судов напряжения, получаемые по классическому теоретическому расчету (при высоте волны L/20), будут, конечно, больше, а для более коротких — меньше, чем возникающие в действительности». Здесь, по-видимому, Дж. Тэрбалл не имел в виду те дополнительные напряжения, которые отмечались выше, а только отказывался от динамических поправок к статическому волновому изгибающему моменту, интуитивно учитывая возможность увеличения напряжений в случае особо сильного штыря.

Дж. Маррей, выступая в дискуссии по этому докладу, следующим образом уточнил его заключение: «Данные доклада показывают, что классический метод производства расчетов прочности, предложенный Джозом в 1874 г., дает не только сравнительные, но и достаточно реальные значения напряжений для данного типа судна (длиной около 120 м)... Однако было бы опасным считать, что это носит универсальный характер».

§ 15. Долговременные замеры на английских судах

Данные испытаний на судне «Оушен Вэлком» нельзя распространять на суда других размеров и типов, плавающие за других рейсов и в течение более продолжительного времени. Для накопления сведений о волновых нагрузках, испытываемых различными судами при их обычной эксплуатации на различных морских маршрутах, Британская судовая исследовательская ассоциация (BSRA) с 1955 г. на ряде нормально эксплуатирующихся судов установила постоянно действующие автоматические статистические счетчики размахов напряжений (типа примененных на «Оушен Вэлком»). Датчики напряжений для счетчиков размещались на листах верхней палубы у шпрингера в районе мидельового сечения, там, где можно было считать исключенным местный изгиб листа и где не могло проявиться влияние концентрации напряжений. Запись показаний в конце каждой заезы производилась на особых бланках с одномоментной записью в них года, месяца, числа и часа, температуры воды и воздуха, курса судна и его местоположения, скорости и пройденного за вахту пути, сил ветра в баллах Бофорта, направления ветра, краткой характеристики силы и направления волнения и зыба, характеристик килевой и бортовой качки и слеминга. По окончании каждого рейса заполненные бланки отсылались для обработки и исследования. В докладе А. Джоксона и Е. Ларкина [96] были опубликованы первые предварительные данные замеров размахов напряжений на 22 судах (10 сухогрузных, 3 навалочных, 7 танкерах и 2 пассажирских) за время с 1955 по 1962 г. включительно. Счетчики устанавливались не на всех судах одновременно, и продолжительность их действия на разных судах была различной; с некоторых судов счетчики снимались до 1962 г. и переставлялись на другие суда, но на многих судах они продолжали действовать и после 1962 г.

В табл. 18 приводятся характеристики судов и условия их эксплуатации, а также число замеренных размахов напряжений разных уровней, относимые для всех судов к одной и той же условной продолжительности пребывания их в море, равной 5000 ч. (Поскольку в году 8750 ч, то 5000 ч в море соответствуют 1 году плавания, если судно находится в море 57% всего времени. Обычно грузовые суда в море находятся только 35—40% общего времени эксплуатации, т. е. примерно 3000 ч в год. В этом случае 5000 ч в море соответствуют примерно 1,5 года эксплуатации судна.) Следует иметь в виду, что значения напряжений, приведенные в таблице, обусловлены не только волновыми вертикальными изгибающими моментами, но и горизонтальными изгибом, кручением корпуса судна, слемингом и другими вибрациями корпуса, температурными gradients, изменением загрузки судна во время рейса вследствие расхода запаса или по условиям балластирования. Следовательно, показания

статистических счетчиков отражают сумму всех воздействий во время рейса, которые могут оказывать влияние на продолжение нормальных напряжений.

Поскольку счетчики могли регистрировать только напряжения, равные или большие 155 кгс/см², то число размахов напряжений, меньших этой величины, осталось неизвестным. В докладе [96] высказано предположение, что число неучитываемых размахов составляет около 50% их общего количества.

Значения размахов, которые являются арифметической суммой напряжений от перегиба и прогиба, трудно поддаются раз-

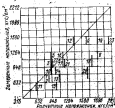


Рис. 38. Соотношение расчетных напряжений и измеренных напряжений на английских судах.

Цифры соответствуют данным судна по табл. 18.

Изменение показаний счетчиков могло приписываться только изменению значений температуры. Наибольшие размахи напряжений были замерены в интервале 316—474 кгс/см², но в основном размахи температурных напряжений отклонялись к интервалу 158—316 кгс/см².

Результаты испытаний анализировались с разных точек зрения, и были обнаружены некоторые интересные тенденции. Однако количество полученных данных признается недостаточным для окончательных заключений [96], требуются замеры за более продолжительное время и на большем числе различных судов. В соответствии с этим в докладе приведены лишь следующие основные результаты.

1. Наибольшие напряжения соответствуют наиболее тяжелым погодным условиям, когда скорость судна значительно уменьшается.

2. Наибольшие замеренные размахи напряжений в среднем соответствуют напряжениям, полученным расчетом при

Характеристики судов и условий их эксплуатации, количество

Помет. судна по рис. 25	Тип судна	LxHxT, м	Δ	Запас плавучести, т	Время прибытия к месту, ч	Работ. плавания (сред. продолжит., %)
1 4 4	Сухотральные суда	143,5x19,7x8,4	0,674	16	7 200	США—Канада
		129x19,5x8,3	0,667	16	4 057	США—Канада
		126,5x19,6x7,8	0,626	16	27 152	США—Канада
		124x17,4x7,6	0,785	12	8 011	Гибралтар—Иранское море—41% Гибралтар—Западный Африка—37% Вост.-Индия—Мексика—56%
5		134,5x18,7x8,0	0,769	15	5 519	Средиземное море—Индия—Китай
10		143,5x19,5x9,2	0,670	17	12 825	Тихий океан—23% Южный Ледовитый океан—37% Северная Атлантика—26%
11		140,5x19,7x8,8	0,665	15,5	10 421	Западная и Южная Африка—60% Гибралтар—Средиземное море—35% Средиземное море—40% Южная Африка—Австралия—34%
13		137,1x18,8x8,8	0,710	15	4 450	Северное море—Гибралтар—44% Северное море—Западная Африка—55%
14		146,5x20,4x8,6	0,645	17	3 437	Тихий океан—Южная Африка—70% Средиземное море—Китай—25% Канада—США—89% Мексика—Вост.-Индия—9%
15		148x19,1x8,1	0,738	14,25	1 388	Англия—Канада—53% Тихий океан—39% Северная Атлантика—43% Средиземное море—Персидский залив—11% Индийский океан—Тихий океан—47% Северная Атлантика—86% Северное море—Балтийское море—15%
21	Подводные суда	226x29,6x—	0,630	27	6 685	—
22		183x25,9x—	0,630	21	3 149	—
12	Навигационные суда	144x19,5x9,2	0,750	13,5	8 038	—
16		140x19,8x8,3	0,750	14,5	7 358	—
17		96x15,2x7,4	0,750	12	6 793	—

замеренных размахом напряжений (по испытаниям ледовых судов)

Количество размахов напряжений, кг/см ² , по измерениям									
1-3-10	35-45	45-65	65-75	75-95	95-125	125-155	155-185	185-225	225-255
108 500	4 560	236	4,8	—	—	—	—	—	—
172 000	4 550	264	12,8	—	—	—	—	—	—
120 000	8 750	750	31,7	0,9	0,8	—	—	—	—
161 000	14 100	1530	224	22,4	0,6	—	—	—	—
65 000	2 735	161	10,9	1,8	0,9	0,9	—	—	—
128 000	5 640	252	31,6	0,8	—	—	—	—	—
36 300	267	5,75	—	—	—	—	—	—	—
84 900	2 350	65,2	3,37	—	—	—	—	—	—
26 500	2 745	387	13,1	4,4	—	—	—	—	—
122 000	725	22,2	—	—	—	—	—	—	—
58 000	13 620	745	46,5	3,8	1,5	—	—	—	—
70 000	3 500	256	4,2	—	—	—	—	—	—
650 000	109 000	11 500	2 100	280	74,2	56,2	8,1	2,5	—
222 000	40 700	5535	430	79,2	15,6	3,4	—	—	—
272 000	8 150	1780	86,2	10,3	1,5	—	—	—	—

Номер судна по рис. 18	Тип судна	Габариты, м	δ	Расчетная волна, м	Время продолжительности в сутках, ч	Размах колебаний (среднее значение, %)
6	Танкеры	161×21,1×9,0	0,776	14,5	10 282	Атлантический океан — 55% Северное море—Балтийское море—5%; Средиземное море—Тирасский залив — 20%; Индийский океан—Тихий океан — 30%
7		85,5×12,5×5,3	0,770	10,5	2 336	Каботаж (Северное море—Балтийское море)
8		206×27,1×11,0	0,780	16	25 969	Средиземное море—Персидский залив — 75% Иранское море—Габр-матар — 15%
22		226×34,4×13,0	0,800	16,5	4 111	Средиземное море—Персидский залив—Китай
18		206×28,9×11,8	0,762	16,25	13 457	Англия—Персидский залив
19		221×30,6×12,5	0,762	16	15 007	Англия—Персидский залив
20		188×24,5×10,5	0,786	15	1 011	Англия—Персидский залив

статической постановки на волну длиной, равной длине судна, и высотой 0,606H (рис. 30). (При этом расчетные напряжения не включают поправку на эффект Смита, поскольку принятая при расчете высота волны уже учитывает его.) Из рисунка видно, что для семи судов (11, 10, 3, 5, 22, 16 и 12), которые плавали в Северной Атлантике, наибольшие замеренные размахи напряжений лежат выше или пересекают наклонную под углом 45° линию, соответствующую равенству расчетных и замеренных напряжений. Верхний предел наибольших замеренных размахов для других семи судов (1, 2, 14, 4, 17, 21 и 6) лишь, немного ниже, чем у расчетных напряжений. Эти суда плавали в менее тяжелых условиях или продолжительность их плавания была

Количество размахов напряжений, кгс/см ² , по измерениям									
10—30	30—40	40—50	50—70	70—90	90—120	120—150	150—180	180—200	200—250
17 000	17 800	2300	410	75	12,5	8,9	0,5	0,5	—
216 000	1 965	1800	32,2	—	—	—	—	—	—
95 000	9 600	3400	340	41,4	1,9	0,2	—	—	—
20 870	5 280	2480	900	390	70,5	12,2	6,3	3,6	—
Количество размахов напряжений, кгс/см ² , по расчетам									
10—40	40—70	70—90	90—120	120—150	150—180	—	—	—	—
30 000	635	27,4	1,9	—	—	—	—	—	—
56 000	2500	292	28	6,7	0,35	—	—	—	—
5 750	900	45	—	—	—	—	—	—	—

сравнительно мала. Например, суда 1, 2 и 3 плавали на одинаковых линиях в Северном Атлантике, но данные замеров по судам 3 относятся к 17 152 ч в море, а для судов 1 и 2 соответственно к 7300 и 4057 ч. Естественно, что при большей продолжительности плавания судам 3 могло встретиться более суровое волнение, чем судам 1 и 2. Кроме того, длина судна 3 меньше, чем судов 1 и 2, а волны меньшей длины встречаются чаще, чем более длинные. В результате этого наибольшие замеренные размахи напряжений для судна 3 превышают расчетные напряжения, а для судов 1 и 2 немного меньше их. Для остальных судов наибольшие замеренные размахи напряжений значительно меньше расчетных напряжений, что объясняется

главным образом менее суровыми условиями их плавания и сравнительно большой длиной судна, например, для танкеров 8, 18, 19, 20 и 23, плававших на линии Англия—Среднее море—Персидский залив. Влияние района плавания хорошо видно по замерам на пассажирских судах 21 и 22. Наибольшие измеренные размеры напряжений для судна 22, плававшего преимущественно в Северной Атлантике, оказались больше расчетных, а для судна 21 по маршруту Средиземное море—Персидский залив—Индия—Китай и Австралия—Южная Африка—

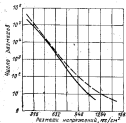


Рис. 31. Влияние состояния нагрузки судна на замеренные в море нормальные напряжения.

— с полным грузом; — с балластом.

меньше расчетных, хотя замеры на судне 21 производились более чем вдвое дольше. 3. При плавании с балластом число размахов и значительных напряжений больше, чем при плавании с грузом (рис. 31 для судна 12). Это различие не только является следствием изменения условий загрузки судна, но также может объясняться и тем, что судно плавало с балластом восточным маршрутом в западном направлении, когда преобладающее направление волнения было восточным, а с грузом — в восточном направлении, преимущественно при попутном направлении волнения. Кроме того, при плавании с балластом высота надводного борта существенно больше, и высокие волны, не вклиниваясь на палубу, могут создавать более значительные изгибающие моменты, чем при низком надводном борте судна с полным грузом¹. Заметим еще, что при плавании с балластом влияние сдвига на продольные напряжения всегда оказывается значительно сильнее, чем при полной нагрузке судна.

4. При переходе от крзового волнения к бортовому и от бортового к кормовому уменьшаются как количество размахов, так и значения напряжений. Для иллюстрации влияния курсового угла на зависимость волновых нагрузок от курсового угла на докладе приведен рис. 32, на котором показаны значения и число размахов напря-

жений для случаев: астречное волнение носового сектора от 22,5° слева до 22,5° справа от ДП, транзитное волнение в секторе от 45° в нос до 45° в корму от миделя, попутное волнение кормового сектора от 22,5° слева до 22,5° справа от ДП. (Заметим, что рис. 32 и 25 дают разные зависимости интенсивности волновых нагрузок от курсового угла. Однако нужно помнить, что зависимость, показанная на рис. 25, относится

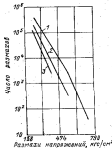


Рис. 32. Влияние курсового угла на измеренные напряжения.

1 — астречное волнение; 2 — транзитное волнение; 3 — попутное волнение.

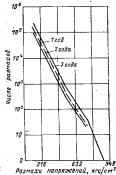


Рис. 33. Влияние продолжительности плавания на замеренные в море нормальные напряжения.

только и волновой нагрузке, от вертикального изгиба, а на рис. 32 учтено влияние всех нагрузок, вызывающих нормальные напряжения при плавании судна в море.)

5. С увеличением продолжительности плавания не только растет число размахов, но и увеличиваются наибольшие измеренные напряжения. Влияние продолжительности замеров волновых нагрузок показано на рис. 33, где для судна 3 приведены данные замеров за один, два и три года (см. также табл. 16). Авторы доклада считают, что представительное количество размахов напряжений, меньших 630—790 кг/см², с достаточной практической точностью устанавливается уже после года плавания. Что же касается определения продолжительности

¹ С другой стороны, при заходе на палубу на судно действуют дополнительные динамические нагрузки.

испытаний для экспериментального установления наибольших напряжений, то полученных при испытаниях данных для решения этого вопроса оказалось недостаточно. Ежегодно в том или ином районе Мирового океана возникают жестокие штормы, однако сила и направление этих штормов меняются из года в год, и периодичность их появления все еще не установлена. Кроме того, наиболее сильный шторм какого-либо года встречаются только единичные суда. Для судна 3, например, наибольший размах напряжений за год плавания достиг 710 кгс/см^2 , за три года плавания — 780 кгс/см^2 , а за шесть лет (17132 ч в море) — 1030 кгс/см^2 (см. табл. 18). Не исключено, что при еще большей продолжительности плавания со счетчиками были бы замерены размахи большей интенсивности.

Остановимся подробнее на определении ожидаемого за срок службы судна значения наибольшего размаха напряжений. Его нельзя определить по распределению всех размахов по двум причинам: во-первых, наибольшие штормовые волны и волны на них судна не имеют тех же характеристик, что и в условиях умеренного волнения; во-вторых, параметры статистического распределения, найденные по всей совокупности замеренных случайных величин, незначительно зависят от замеренных наибольших величин.

Если произведено N однородных опытов, в каждом из которых сделан большой число значений случайной величины есть одно наибольшее, называемое экстремальным, или экстремумом, то, следовательно, получено N экстремумов, составляющих статистический ряд. Е. Гумбель [89] показал, что если начальное распределение относится к типу, у которого скорость увеличения характеристик наибольшей величины прямо пропорциональна логарифму размера выборки n (а большинство обычных распределений относится к этому типу), то вероятность того, что экстремальная величина будет равна или меньше x , определяется выражением

$$P(x) = \exp(-e^{-x}), \quad (1.128)$$

где

$$y = a(x - a) \quad (1.129)$$

называется приведенной случайной величиной. Здесь a — мера дисперсии; a — наиболее вероятная экстремальная случайная величина (мода). По N замеренным экстремальным величинам, составляющим данный статистический ряд, могут быть найдены среднее значение $\bar{x}$ и среднеквадратическое отклонение σ_x этого ряда. Параметры a и b определяются равенствами:

$$\frac{1}{a} = \frac{\sigma_x}{\bar{x}}, \quad (1.130)$$

$$a = \bar{x} - \frac{\sigma_x}{a} = \bar{x} - \sigma_x \frac{\sigma_x}{\bar{x}}, \quad (1.131)$$

где величина σ_x и $\bar{x}$, зависящие только от числа замеренных экстремумов, определяются по таблицам, составленным Е. Гумбелем.

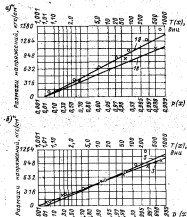


Рис. 36. Статистическое распределение экстремумов по Гумбелю: а — максимум, б — минимум судна. Цифры соответствуют номерам судов по табл. 18.

Из уравнения (1.128) видно, что

$$y = -\ln(-\ln P), \quad (1.132)$$

т. е. полностью определяется заданной вероятностью $P(x)$. Подставляя (1.130), (1.131) и (1.132) в (1.129), получаем

$$x = -\ln(-\ln P) \frac{\sigma_x}{a} + \bar{x} - \frac{\sigma_x}{a}. \quad (1.133)$$

Таблица 20

Характеристики «группы погоды»

Группы погоды	Состояние моря, баллы по шкале Бофорта	Скорость ветра, уз
1	0-3	1-10
2	4-5	11-21
3	6-7	22-33
4	8-9	34-47
5	10-12	48-71

Таблица 21

Средние значения и стандарты параметра распределения Релея (кгс/м²)

Судн	Группы погоды*									
	1		2		3		4		5	
	m	s	m	s	m	s	m	s	m	s
A	0,25	0,14	0,37	0,22	0,69	0,15	0,69	0,17	0,59	0,20
B	0,52	0,24	0,71	0,25	0,81	0,29	1,08	0,25	1,16	0,21
B (прогнб)	0,44	0,19	0,60	0,18	0,63	0,12	0,95	0,18	0,96	0,17
C	0,53	0,10	0,74	0,19	1,12	0,29	1,97	0,25	0,94	0,16
D	0,37	0,17	0,43	0,24	0,90	0,43	1,04	0,39	2,25	0,43
E	0,38	0,25	0,61	0,34	0,88	0,32	1,58	0,45	2,13	0,32
F	0,40	0,30	0,67	0,26	1,43	0,38	1,76	0,14	2,37	0,30
G	0,40	0,30	0,45	0,25	0,92	0,30	1,40*	0,20	2,00	0,20

* По малому числу измерений.

В дополнение к сказанному ранее (см. § 11) о факторах, влияющих на параметр $\overline{UE}$, можно отметить, что значения этого параметра при одной и той же группе погодных условий имеют тенденцию к увеличению при росте длины судов. Можно отметить также, что зависимость стандарта s параметра $\overline{UE}$ от «группы погоды» проявляется слабо, что объясняется, по-видимому, малым разбросом значений скорости ветра внутри групп погодных условий. В то же время среднее значение m существенно увеличивается с ростом интенсивности волнения. Поэтому изменчивость параметра $\overline{UE}$ (отношение s/m) уменьшается по мере увеличения волнения.

Долговременные распределения волновых нагрузок (изгибающих моментов, изгибных напряжений) определялись как сумма произведений краткосрочных распределений для всех групп погодных условий на соответствующие вероятности встречи с волнением каждой группы. Эти вероятности для Северной Атлантики принимались следующими:

Группы погоды	1	2	3	4	5
Вероятность встречи, %	52	29,5	14,3	3,7	0,5

Оценки погоды в баллах шкалы Бофорта производилась с мостика испытываемого судна. Хотя такая оценка содержит некоторые элементы субъективности и основывается на недостаточно четких качественных определениях (см. табл. 5), все же считалось, что она в среднем правдива и позволяет лучше классифицировать волнение, чем визуальные наблюдения с носа волна. После определения баллов по шкале Бофорта в соответствии с внешним видом волнения каждому баллу присваивался тот или иной диапазон измеряемых скоростей ветра, который может быть достаточно широким, особенно для самых низких и самых высоких баллов.

Заметим, что отношение данного волнения к тому или иному баллу шкалы Бофорта возможно и на основании измерения скорости ветра, однако результат может часто оказаться различным в зависимости от того, что принимается в качестве основного признака классификации — скорость ветра или внешний вид волнения. Например, в Северной Атлантике на первую группу погодных условий, соответствующую 0-3 баллам, по данным замеров скорости ветра с метеорологических судов приходится только 21% времени, тогда как по записям в судовых извещенных журналах (определение по внешнему виду волнения) на эту группу погодных условий приходится гораздо больше времени. Как отмечается в работе [71], это не обязательно объясняется неправильным определением состояния моря с мостика судна, но может быть связано со временем, необходимым для полного развития волнения, соответствующего измеряемой скорости ветра. В течение значительного времени развивающееся волнение должно по внешнему виду оцениваться низким баллом по Бофурту, хотя скорость ветра соответствует более высокому баллу, но продолжительность его действия недостаточна для полного развития волнения. Волновая же нагрузка создается интенсивностью волнения, а не скоростью ветра, поэтому принятый способ оценки волнения предпочтителен.

С учетом сказанного определялась долговременная обеспеченность волновыми нагрузками (вертикальных изгибающих моментов, соответствующих им изгибных напряжений и эффективных высот волн) для всех приведенных в табл. 19 судов. Результаты

этих расчетов, заимствованные из работы [71], приводимы на рис. 35 в виде функций обеспеченности безразмерного коэффициента и волнового вертикального изгибающего момента и индексом сечения судна. Если обозначить через σ_0 размах из-

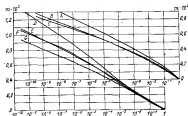


Рис. 35. Функции долговременной обеспеченности вертикального изгибающего момента для различных судов.
— обозначения судов соответствуют табл. 19.

гибного напряжения с обеспеченностью Q , то размах изгибающего момента M_Q с той же обеспеченностью, очевидно, равен

$$M_Q = W \sigma_0, \quad (1.134)$$

где W — момент сопротивления сечению корпуса судна относительно той продольной связи эквивалентного бруса, для которой определялось напряжение σ_0 (см. табл. 19).

Тот же момент M_Q может быть представлен в виде

$$M_Q = \pi_0 \gamma B L^3 \alpha, \quad (1.135)$$

здесь

$$\pi_0 = \frac{M_Q}{\gamma B L^3} = \frac{W \sigma_0}{\gamma B L^3} \quad (1.136)$$

— коэффициент момента; γ — удельный вес морской воды; α — коэффициент полноты грузовой ватерлинии.

Из выражения (1.136) видно, что π_0 и σ_0 связаны между собой постоянным для каждого судна коэффициентом пропорциональности.

Поскольку M_Q можно выразить через эффективную высоту волны той же обеспеченности Q

$$M_Q = k_0 k_{\sigma_0} B L^3, \quad (1.137)$$

то

$$k_{\sigma_0} = \frac{M_Q}{k_0 B L^3} = \frac{\pi_0 L^3}{k_0}. \quad (1.138)$$

откуда получим выражение для относительной эффективной высоты волны:

$$\frac{k_{\sigma_0} Q}{L} = \frac{\pi_0 Q^2}{k_0}. \quad (1.139)$$

Напомним, что k_0 — безразмерный коэффициент момента при статической (без учета эффекта Смита) постановке судна на волну, имеющую высоту $k_{\sigma_0} Q$ и длину, равную длине судна.

Значения π_0 , k_0 и $k_{\sigma_0} L$, соответствующие обеспеченности $Q = 10^{-4}$, приведены в табл. 19, где в последнем столбце даны также относительные расчетные высоты волн по Правилам 60-х гг. Английского Lloyd, равные $0,605 L/L$. Как видно из этой таблицы, английские расчетные высоты волн почти совпадают с эффективными высотами с обеспеченностью 10^{-4} для шведских танкеров длиной ~ 200 — 240 м. Для супертанкеров судов длиной от 180 до 140 м расчетные высоты волн больше $k_{\sigma_0} Q$. Эти данные относятся к волновым нагрузкам в индексном сечении судна только от изгиба его в вертикальной плоскости. Хотя напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости тоже измерялись, но в дальнейшем детально не анализировались. В работе [71] лишь отмечается, что продольные напряжения, производимые горизонтальным изгибом, обычно меньше 40% вертикальных напряжений. Они только немного влияют на напряжения в корме палубы, так как разность между показаниями тензодатчика одного борта и полусуммой показаний соответствующих тензодатчиков обоих бортов не превышала 10%.

На судне D измерялись продольные напряжения не только в индексном сечении, но также и в сечениях, отстоящих на расстоянии 0,25 L от носового и кормового перпендикуляров. Из долговременных распределений вертикальных волновых изгибающих моментов в этих сечениях было найдено, что в носовом и кормовом сечениях моменты с обеспеченностью 10^{-4} равны соответственно 80 и 70%, а моменты с обеспеченностью 10^{-2} — 50 и 80%, соответствующих моментов в индексном сечении. Это показывает, что максимальный вертикальный волновой изгибающий момент в действительности несколько смещен в нос от миделя, что согласуется и с результатами модельных испытаний [50, рис. 111—115 и табл. 74]. Эффективные высоты волн с обеспеченностью 10^{-4} , полученные Р. Беннетом [71] по

результатам шведских испытаний, в сравнении с величинами, определенными для тех же судов и районов плавания по расчетным данным В. В. Козлякова (табл. 13 и рис. 27), представлена в табл. 22. Видно, что для судов, плавающих в Северной Атлантике, расчетные эффективные высоты волн существенно больше, чем полученные по данным натурных замеров напряжений на судах.

Таблица 22

Эффективные высоты волн для шведских судов

Судно	L, м	Типы плавания	Эффективные высоты волн, м		40-10
			по данным В. В. Козлякова	по данным Р. Бофорта	
1	2	3	4	5	6
A	97,3	Северная Атлантика	6,5	4,45	0,655
B	138,1	То же	7,7	5,55	0,72
C	141,7	"	7,75	5,30	0,686
D	170,7	"	9,74	5,8	0,885
E	198,1	Персидский залив—Бароца	10,1	8,35	0,825
F	214,9	То же	9,1	9,3	1,02
G	238,4	"	9,2	9,3	1,01

§ 17. Замеры на американских судах

В миделевом сечении однотипных грузовых судов «Волверин стейт» и «Хушнер стейт» (L=151 м, B=23,2 м, H=13,6 м) по правому и левому бортам верхней палубы была установлена аппаратура для записи деформаций на магнитную ленту, автоматически включаемая на 30 мин каждые 4 ч. Эти записи анализировались на аналоговом компьютере, который отфильтровывал все высокочастотные напряжения, вызванные ударами, и выдавал гистограммы размахов напряжений от вертикального нагиба в миделевом сечении, соответствующих полусумме показаний датчиков правого и левого бортов.

К концу 1963 г., после того как суда проплавали с аппаратурой около 12 000 ч (на «Хушнер стейт» 4964 ч и на «Волверин стейт» 6828 ч), записи напряжений были обработаны совместно с данными об интенсивности волнения, определяемой скоростью ветра и баллах по Бофорту [101]. Каждая 30-минутная запись напряжений относилась к известным условиям опыта и содержала размахи напряжений, которые, как известно из предыдущего и как было подтверждено данными этих испытаний, рас-

пределены по закону Релея. Параметр этого распределения (имеющий размерность напряжений) может быть установлен для всех записей. Его значения для судна «Волверин стейт», записываемые из доклада Е. Лонса [101], представлены на рис. 35, где отдельные точки соответствуют значениям параметра каждой 30-минутной записи. Для каждой интенсивности волнения средние значения m параметра $\sqrt{E}$ на рисунке отмечены крести-

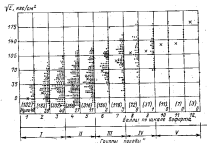


Рис. 35. Зависимость параметра закона Релея для размахов волновых напряжений от интенсивности волнения (по измерениям на судах «Волверин стейт» при плавании в Северной Атлантике).

нами, среднеквадратичное отклонение σ (стандарт) параметра $\sqrt{E}$ равно

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\sqrt{E_i} - \bar{\sqrt{E}})^2}{n-1}}, \quad (1.140)$$

где n — число членов данного статистического ряда, указанное в скобках на рисунке. Видно, что средние значения параметра $\sqrt{E}$ монотонно возрастают с увеличением волнения до 9 баллов по Бофорту. При большей интенсивности волнения эта монотонность нарушается, по-видимому, из-за очень малого числа данных, при котором их статистическая обработка является уже неаккуратной. Поэтому было признано необходимым для дальнейшей статистической обработки данных рис. 35 отдельные баллы скорости ветра по Бофорту объединять в «группы погоды»

(см. рис. 36) почти так же, как это делалось при рассмотренной выше статистической обработке данных натурных испытаний шведских судов. Кроме того, по предложению Е. Бенда [69] для обеспечения удовлетворительной точности окончательных результатов статистической обработки вводилось предположение о существовании еще двух «математических «групп погоды» VI и VII, имеющих очень малую вероятность появления. Действительные данные о скорости ветра в Северной Атлантике, полученные на судах «Хушнер стейт», «Волверин стейт», приведены на рис. 37. Распределение времени плавания по «группам

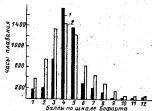


Рис. 37. Распределение времени плавания между различными метеорологическими условиями.
1 — для «Хушнер стейт»; 2 — для «Волверин стейт».

погоды, полученное статистической обработкой данных рис. 37, приводится в табл. 23.

Таблица 23

Распределение времени плавания по «группам погоды» по данным испытаний в море американского судна «Волверин стейт»

Обозначение	Скорость ветра по шкале Бофорта	Распределение времени плавания	
		Действительные по условиям «Волверин стейт»	Среднее для Северной Атлантики
I	0—3	35,3	42,0
II	4—5	43,6	33,0
III	6—7	14,4	18,5
IV	8—9	5,7	6,5
V	10—12	1,0	0,98
VI	—	—	$2 \cdot 10^{-3}$
VII	—	—	$1 \cdot 10^{-4}$

Было известно по данным других испытаний, в частности, рассмотренных выше натурных испытаний шведских судов, что долгосрочное распределение параметра $\sqrt{E}$ для каждой отдельной интенсивности волнения и для каждой «группы погоды» соответствует нормальному закону. Это подтверждается также данными рис. 38.

Поскольку краткосрочное распределение размахов нагибных напряжений (следовательно, и нагибающих моментов) подчиняется закону Релея, а параметр $\sqrt{E}$ внутри каждой «группы погоды» распределен по нормальному закону, то, пользуясь ам-

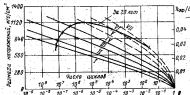


Рис. 38. Долгосрочное распределение размахов напряжений в корпус американских судов, соответствующее различным «группам погоды» (I—VII).

ражением (1.98), можно получить долгосрочную обеспеченность размахов x для каждой i -й «группы погоды»:

$$Q(x) = \int_0^{\infty} \exp\left[-\left(\frac{x}{\sqrt{E}}\right)^2\right] g(\sqrt{E}) d\sqrt{E}, \quad (1.141)$$

Здесь плотность вероятности параметра $\sqrt{E}$ должна приниматься по формуле (1.115), где σ — стандарт параметра $\sqrt{E}$, для оценки которого и служит формула (1.140). Верный предел интегрирования в (1.141) принимается равным 5 σ , что обеспечивает достаточную практическую точность конечного расчета [69]. Интеграл (1.141) может быть найден численным интегрированием на ЭВМ.

Д. Хофман [92] для судов «Волверин стейт» и «Хушнер стейт» получил функции долгосрочной обеспеченности размахов напряжений внутри каждой «группы погоды», представленной на рис. 38. Долгосрочная обеспеченность размахов напряжений для всего срока службы судна может быть получена как сумма обеспеченностей для всех «групп погоды», взятых

с учетом частоты P_i^* встречи с волнением, соответствующим каждой группе, т. е.

$$Q(x) = \sum_{i=1}^m P_i^* Q_i(x) \quad (1.142)$$

Поскольку каждому значению размаха напряжений с обеспеченностью Q однозначно соответствуют значения размаха изгибающего момента и относительной эффективной высоты волны $\lambda_{\text{эф}}/L$ [см. формулу (1.139)] той же обеспеченности, то на рис. 38 шкалу размахов напряжений можно заменить соответствующей шкалой $\lambda_{\text{эф}}/L$, показанной на правой стороне рис. 38. Относи-

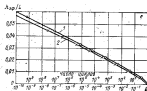


Рис. 38. Долговременное распределение относительных эффективных высот волн для судов типа «Волверик стейт».

1 — натурные измерения; 2 — расчет.

тельный эффективная высота волны является безразмерным измерителем золотого вертикального изгибающего момента на нерегулярном волнении. Она гораздо более показательна, чем значение напряжения, которое зависит от индивидуальной характеристики конструкции данного судна и от места измерения, или значение изгибающего момента, которое для данного типа судна при данных условиях его эксплуатации зависит от геометрических размеров судна. Поскольку водородный изгибающий момент для судна данного типа при данных условиях его эксплуатации связан жестко с абсолютными величинами L и B , то и с отношением L/B и B/T , то и относительная эффективная высота зависит от этих отношений.

Функция обеспеченности относительной эффективной высоты волны для судов типа «Волверик стейт» (или типа «Маринер») может быть получена по формуле (1.142) с использованием диаграмм рис. 38 и вероятностей встречи с волнением различной интенсивности, приведенных в табл. 23. Результат такого расчета представлен кривой 2 на рис. 38.

На рис. 38 функции обеспеченности для «групп погоды» V—VII показаны штриховыми линиями, так как они построены по данным экстраполяции замеровых для «групп погоды» I—IV средних значений m параметра γE и отношений стандарта σ этого параметра к m (коэффициентов изменчивости параметра γE). Экстраполяция средних значений в область «групп погоды» с малым числом замеровых точек производилась линейно (по прямой линии), а коэффициент изменчивости принимался постоянным: $\sigma/m = 0,149$. Вообще эта величина зависит и от интенсивности волнения, и от длины судна. Графики этой зависимости для судов 60-й серии с коэффициентом общей полноты $C_D = 0,80$ и относительной скорости $Fr = 0,10$ представлены на

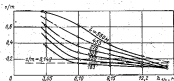


Рис. 40. Зависимость коэффициента изменчивости параметра γE от длины судна и интенсивности волнения.

рис. 40 [148]. Видно, что значение $\sigma/m = 0,149$ оказывается несколько заниженным для судов типа «Маринер» длиной 161 м. К тому же у испытанных судов коэффициент общей полноты равен не 0,80, а 0,66. Все же можно считать, что значение $\sigma/m = 0,149$, принятое для экстраполяции при статистической обработке данных натурных измерений для судов «Волверик стейт» и «Хушнер стейт», достаточно реалистично.

Необходимо обратить внимание на существование двух различных методов определения долговременной обеспеченности волновых нагрузок по данным натурных замеров напряжений на нормально эксплуатирующихся морских судах. Одна из них, впервые примененная [71] при статистическом анализе натурных замеров напряжений на шведских судах, в дальнейшем была развитая [27, 111] и применялась также при анализе других испытаний [85]. В этой методике по общей формуле (1.98) находят долговременную обеспеченность волновой нагрузки для некоторого определенного участка моря с учетом всех интенсивностей волнения, которые могут встретиться на данном участке, задаваясь при этом некоторой функцией $g(\gamma E)$, соответствующей,

например, распределению Вейбулла (1.116) или нормальному распределению (1.115) (см. § 12).

Другая методика, применяемая в США институтом Уэбба, Американским бюро Судостроения и Комитетом допусков конструкций [101, 148] также использует выражение (1.98) для обеспечения долговременной обеспеченности волновых нагрузок при длительном плавлении в пределах данного участка моря в условиях волнения, соответствующего только одной какой-либо «группе погоды». При этом функции плотности распределения параметра Релея $g(\sqrt{E})$ для каждой «группы погоды» соответствует нормальному распределению (1.115), параметры которого (среднее и стандарт величины $\sqrt{E}$) постоянны для данной «группы погоды», но различны для разных групп. Долговременная обеспеченность с учетом возможной встречи на данном участке моря всех «групп погоды» определяется суммой обеспеченностей волновых нагрузок для всех «групп погоды», учитывая частоту встречи каждой группы (см. формулы (1.141) и (1.142)). Преимуществом этой методики заключается в возможности получения наглядной зависимости долговременной обеспеченности от интенсивности волнения (от «группы погоды»), а также в большой обоснованности вида и параметров функции $g(\sqrt{E})$ для каждой «группы погоды» по сравнению со всей совокупностью интенсивностей на каждом участке. Применение указанной методики возможно при наличии достаточно надежных результатов натурных замеров, например, за длительный период испытаний судна данного типа на данном участке моря, которые, к сожалению, пока редки. Надо отметить, что данные замеров напряжений на судах «Воллерин стейт» и «Хушер стейт» считаются наиболее надежными и полными. Поэтому полученные по данным этих замеров функции долговременной обеспеченности (нижняя кривая рис. 39) может служить достаточно надежным эталоном для проверки правильности расчетных методов.

Расчет функций долговременной обеспеченности относительных эффективных высот волн H_{eff}/L для судна «Воллерин стейт» был выполнен американскими исследователями [101]. В его основе лежат вторая из рассмотренных выше методик, с той лишь разницей, что среднее значение m и стандарт s , характеризующие нормальное распределение $g(\sqrt{E})$ для каждой интенсивности волнения, определяются не по данным замеров напряжений, а расчетным путем. Различные интенсивности волнения, заданные значительными высотами волн $H_{1/10}$ и вероятности P^* встречи с ними в Северной Атлантике принимались следующими:

$H_{1/10}, м$	3,65	6,1	9,15	12,2	14,7
$P^*, \%$	84,34	13,30	2,01	0,14	0,01

Для каждой интенсивности волнения рассматривалось семейство из 10–12 энергетических спектров, которые различались между собой статистическими характеристиками периодов пиков [107] в соответствии с долговременной изменчивостью этих характеристик для волнения с постоянной интенсивностью $A_{1/10}$. Каждому из спектров семейства характеризуют стационарное волнение, для которого определены параметр $\sqrt{E}$ распределения волновых нагрузок (выраженный, например, в форме относительных эффективных высот волн H_{eff}/L) было подробно рассмотрено выше (см. § 7 и 10).

В данном случае угловое распределение энергии волнения в спектре учитывалось функцией (1.76); амплитудно-частотные характеристики относительно вертикального изгибающего момента были получены по данным испытательной модели судна «Марионер» на регулярном волнении в большом диапазоне длин волн (их круговой частоты) при различных курсовых углах и скорости судна 8 и 16 уз. Значения $\sqrt{E}$, вычисленные для различных курсовых углов, были средними и предположений равномерности движения судна с этими курсовыми углами. Таким образом, каждому из спектров семейства ставится в соответствие параметр $\sqrt{E}$. Значения параметра в силу случайности принятых в расчете характеристик спектра являются случайными величинами, для которых могут быть найдены среднее значение m и стандарт s . Результаты таких вычислений приведены в табл. 24. Их использование в формуле (1.141) позволяет установить долговременную обеспеченность эффективных высот волн при плавлении на волнении определенной интенсивности. После этого по формуле (1.142) находится функция долговременной обеспеченности за весь срок службы судна, в которой от эффективных высот волн H_{eff} можно перейти к их относительным значениям H_{eff}/L .

Таблица 24

Расчетные значения средних m и стандарт s параметра закона Релея для судна «Воллерин стейт», соответствующие распределению эффективных высот волн на заданных постоянных интенсивностях

$H_{1/10}, м$	Скорость судна 8 уз		Скорость судна 16 уз	
	$m \cdot 10^3, м$	$s \cdot 10^3, м$	$m \cdot 10^3, м$	$s \cdot 10^3, м$
3,65	2,81	0,87	2,94	0,95
6,10	4,42	0,96	4,33	1,22
9,15	5,89	1,34	6,35	1,69
12,20	6,76	1,40	7,45	1,65
14,70	6,94	1,46	7,65	1,69

Полученная таким образом долговременная обеспеченность относительной эффективной высоты волны λ_{eff}/L в своей основе имеет классификацию интенсивности волнения по высотам значительных волн и не может непосредственно сравниваться с функцией, вычисленной по натуральным данным (вспомогательная кривая рис. 39), которая базируется на классификации интенсивности волнения по «группам погоды», связанной с баллами по шкале Бофорта для скоростей ветра. Необходимая трансформация расчетных результатов была выполнена с использованием зависимости между значительной высотой волны и скоростью ветра по кривой Москоница, принятой в качестве предварительного стандарта на Международной конференции по оптоизмам бассейнов в 1956 г., а также полученной Е. Бендом [69] зависимости между дисперсией скорости ветра, высотой волн и волнового изгибающего момента. Результат такого преобразования представлен кривой на рис. 39. На этом рисунке видно, что расчетная кривая идет лишь немного выше кривой, полученной по натуральным замерам напряжений, отличаясь при обеспеченности 10^{-4} всего на 5%. При сравнении нужно иметь в виду, что натуральные замеры (см. рис. 36) имеют большое число нулевых точек. Если большинство этих точек относится не к открытому морю, то разность между функциями должна уменьшиться примерно на $1/3$. Кроме того, возможно, что кривая Москоница для зависимости высоты волн от скорости ветра дает несколько преувеличенные высоты волн. Учитывая практически несущественное различие между полученными кривыми, можно считать, что приведенный расчет функции долговременной обеспеченности показал возможность достаточно надежного определения этой функции без натуральных замеров волновых напряжений.

Н. Нордстрем в дискуссии по докладам Третьего конгресса по конструкции судов (1967) обратил внимание на необходимость правильного выбора соотношений между визуально наблюдаемыми размерами волн (высоты h_w , периоды T_w) и статистическими характеристиками (λ_{eff} , T_{eff}), определяющими спектры волнения различной интенсивности. От этого существенно зависит надежность вычисления обеспеченностей волновых нагрузок, при котором используются энергетические спектры волнения Второго конгресса и найденные по модельным испытаниям передаточные функции судна. Возможность получения при таком вычислении достаточно надежного результата иллюстрировалась результатами сопоставления с натуральными данными расчетной зависимости от скорости ветра (баллы по шкале Бофорта) среднего значения параметра Релея $\sqrt{E}$ для диапазонов волновых напряжений в идеальном состоянии судов «Волверинг стейт» и «Хулигер стейт» (рис. 41). Необходимые для этого расчета передаточные функции определялись по данным испытаний моделей 60-й серии [143]. На рис. 41 видно, что

расчетная кривая в диапазоне от 1 до 8 баллов включительно очень хорошо согласуется с данными натуральных замеров. При скоростях ветра 9 баллов и более число натуральных замеров было очень малым и не обеспечило получение надежных результатов.

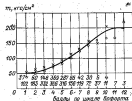


Рис. 41. Среднее значение параметра Релея для диапазонов волновых напряжений в идеальном состоянии корпусов.

§ 15. Практические оценки волновых нагрузок

Натуральные замеры на судах не только дали надежную информацию о долговременном распределении волновых нагрузок для тех судов, на которых эти замеры выполнялись, но и послужили совершенствованием расчетных методов получения характеристик волновых нагрузок. Последнее особенно важно, поскольку открывает возможность выполнения широкого расчетного анализа и получения практических оценок волновых нагрузок для судов различных размеров и в различных условиях их эксплуатации.

Используя описанную выше расчетную методику и данные испытаний [143] моделей 60-й серии ($\delta=0,70$, $L/B=7$ и $L/T=17,5$ [50, рас. 118]), американские исследователи получили функции обеспеченности величин λ_{eff} для геометрически подобных танкеров разных длин с коэффициентом общей полноты $\delta=0,80$ при ходе их прорез волнам с относительной скоростью $Ft=0,10$ (рис. 42).

Некоторые примеры расчетного определения волновых нагрузок японскими исследователями [86] приведены на рис. 43 для сухогрузных судов и на рис. 44 для танкеров. В этих расчетах использовались передаточные функции, определяемые теоретическим расчетом, спектр конгресса и статистика волнения Северного Атлантики по Валдеку. По-видимому, в использованных данных несколько преувеличена повторяемость волнения с относительно небольшими средними периодами, что привело к заниженным значениям эффективных высот волн для судов длиной менее 200 м (тем, для танкера длиной $L=183$ м эффективная

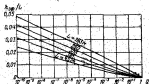


Рис. 42. Долговременные распределения относительных эффективных высот волн для симметричных волновых нагрузок разных длин.

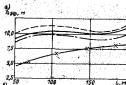


Рис. 43. Эффективные высоты волн с обеспеченностью 10^{-4} для симметричных волновых нагрузок судов ($L/B=7.5$; $L/T=18.75$): а — при $\delta=0.60$; б — при $\delta=0.70$.

--- $F=0.5$; — $F=0.10$;
- - - $F=0.01$; x — по стандарту ДНВ.

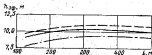


Рис. 44. Эффективные высоты волн с обеспеченностью 10^{-4} для несимметричных волновых нагрузок ($\delta=0.90$; $L/B=0.9$; $L/T=17.5$).

- - - $F=0.5$; — $F=0.10$; - - - $F=0.01$.

высота с обеспеченностью 10^{-4} при $F=0.10$ равна $A_{0.10}=9.75$ м согласно данным рис. 44, в то время как из рис. 42 легко получить $A_{0.10}=0.039 \cdot 183=7.15$ м). Влияние скорости судна на эффективные высоты волн, иллюстрируемое этими рисунками, может быть и другим, как количественно, так и качественно. Это следует из данных, относящихся как к регулярному волнению [50, с. 317—321], так и к стационарному нерегулярному (рис. 45) [101], а также к долговременным распределениям (см. рис. 48).

В настоящее время еще многие волновые нагрузки не могут быть определены с достаточной степенью точности. Однако ситуация в этом вопросе быстро меняется, поскольку за последние годы значительно улучшаются как методы теоретических прогнозов волновых нагрузок, так и относящиеся к ним

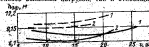


Рис. 45. Зависимость эффективной высоты волны с обеспеченностью 10^{-4} от скорости судна на стационарном волнении малой интенсивности (напряжения изгиба вала).

1 — при $L=200$ м; 2 — при $L=100$ м; — $\delta=0.60$; - - - $\delta=0.90$.

экспериментальные данные, включая натурные замеры напряжений на плавящихся судах. Практика проектирования корпусных конструкций требует возможно большего использования выводов от имеющихся современных достижений. Реальная эффективность возможности такого использования в практическом судостроении может быть обеспечена скорейшим отражением этих достижений в Правилах постройки судов классификационных учреждений. Во всех ведущих судостроительных странах классификационные учреждения проводят в этом направлении большую и интенсивную исследовательскую работу, результаты которой все больше находят отражение в издаваемых ими Правилах. Здесь мы приведем только результаты работы Норвежского Веретаса, главным образом потому, что они наиболее полно опубликованы [62, 63, 110] и являются отражением многих, и не только норвежских, зарубежных исследований в области волновых нагрузок, действующих на морские суда на нерегулярном трехмерном волнении.

Норвежский Веретас при прогнозировании волновых нагрузок с той или иной обеспеченностью пользуется методом Нордстрёма [110] (см. формулы (1.98), (1.116), (1.119)). При этом волновые усилия, прилагаемые к корпусу судна на стационарном волнении, определяются по энергетическим спектром нерегулярного волнения (1.61), предложенным Вторым конгрессом

по конструкции судов, с использованием зависимостей (1.42) и (1.45) между визуальными и статистическими периодами и высотами волн. Кроме того, используются установленные Н. Норденстромом [111] долговременное распределение визуально оцениваемых высот волн H_v , следующее в пределах малых изменений визуальных периодов закону Вейбулла:

$$P(H_v) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{H_v - H_0}{H_1 - H_0} \right)^\gamma \right], \quad (1.143)$$

где H_0 , $(H_1 - H_0)$ и γ — параметры распределения (табл. 25).

Таблица 25

Параметры долговременного распределения [формула (1.143)]
визуально оцениваемых высот и периодов волн в Северной Атлантике

Интервал периодов $T_{\text{вп}}, \text{с}$	Параметры распределения		
	$H_0, \text{м}$	$H_1 - H_0, \text{м}$	γ
Менее 5	0,50	1,35	1,14
5—7	0,75	2,50	1,49
7—9	0,60	3,30	1,60
9—11	0,40	4,30	1,42
11—13	0,30	5,70	1,71
13—15	0,06	6,30	2,04
15—17	0,09	2,10	0,96
Больше 17	0—75	0,52	0,91

Через соотношения между визуальными величинами H_v и T_v и соответствующими статистическими величинами H_0 и $T_{\text{вп}}$ устанавливается математическое описание долговременного совместного распределения H_v и $T_{\text{вп}}$ в виде волновых спектров с этими параметрами и соответствующими передаточными функциями судов — значения параметра γ закона Релея. Полученным таким образом долговременное распределение подчиняется закону Вейбулла (1.116).

Установленные по этому методу прогнозы ожидаемых величин волновых нагрузок проверялись Норвежским Веритасом по всем известным до настоящего времени данным натурных замеров напряжения на нормально эксплуатируемых морских судах. Данные натурных замеров напряжений на шведских судах служили базой для первоначальной разработки этого метода. И хотя число сравнений расчетных прогнозов с натурными замерами все еще мало, в докладе Третьего комитета Четвертого Международного конгресса по конструкции судов говорится: «Кажется ясным, что прогнозируемые величины являются приемлемыми и уже представляют практический интерес».

В практике Норвежского Веритаса определение передаточных функций (амплитудно-частотных характеристик) производится расчетом по методу В. В. Корнин-Круковского [69] в предположении плоского (двумерного) обтекания корпуса судна с использованием коэффициентов присоединенных масс и деформирования по О. Гриму [88, 90, § 23, 24]. Так, передаточные функции сравнивались [60] с расчетными передаточными функциями, полученными японскими исследователями [86] по методу И. Ватабе [146] с использованием коэффициентов Ф. Тасан [135]. По заключению Е. Абрахамсена [60], «... оба метода дают практически одинаковые результаты, и ни один из них не кажется лучше другого». Результаты расчетного определения передаточных функций сопоставлялись также с данными модельных испытаний [134]. По поводу этих сравнений Е. Абрахамсен [60] замечает: «В общем соответствие между модельными испытаниями и результатами расчета является удовлетворительным. Это справедливо не только для учета влияния длины волны, скорости судна и формы сечений, но также для учета изменений таких переменных, как коэффициент общей полноты, отношений L/B и B/T , продольный радиус инерции массы судна, курсовой угол. Поэтому мы рассматриваем результаты нашей компьютерной программы как удовлетворительные для наших практических целей». В качестве примера удовлетворительного соответствия передаточных функций, полученных расчетом и по модельным испытаниям судов 60-й серии [134], приводится [60] рис. 46 (см. также [50, рис. 122, 124]).

В норвежской методике определения волновых нагрузок учет трехмерности нерегулярного волнения производится посредством функций распределения энергии волн по разным направлениям, определенной формулой (1.77).

Полученные Норвежским Веритасом [62] значения амплитуд волновых нагрузок с обеспеченностью 10^{-4} (вертикального M_v и горизонтального M_h изгибающих моментов, крутящего M_k , моменты в мидельном сечении) показаны на рис. 47 в зависимости от длины судна. Расчеты выполнены для хода судна с относительной скоростью $U_T = 0,15$ на трехмерном нерегулярном волнении в Северной Атлантике с учетом всех курсовых углов в предположении их равновероятности; амплитудно-частотные характеристики определены расчетом и по модельным испытаниям судов 60-й серии с коэффициентом общей полноты $\delta = 0,80$. Отображенные на оси ординат отношения для вертикального и горизонтального изгибающих моментов можно выразить через эффективную высоту волны, которая связана с максимум изгибающего момента соотношением (1.137); переходя от размаха λ амплитуды момента, будем иметь

$$\frac{M_v}{\gamma \delta L^3} = \frac{k_{\text{вп}}}{\gamma \delta L^3} \frac{B^2}{2} = k_2 \frac{k_{\text{вп}}}{\gamma}, \quad (1.144)$$

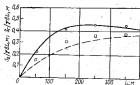


Рис. 48. Зависимость амплитуд вертикальной и горизонтальной перемещаемых сил с обеспеченностью 30% от длины судна.

— вертикальная перемещаемая сила (при расчете АЧД)
 1 — $\gamma=0$; 2 — $\gamma=0,05$; — — — горизонтальная перемещаемая сила.
 □ — I; ○ — II.

$\delta L/M_0, \delta L/M_r$

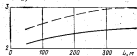


Рис. 49. Соотношение моментов перемещаемых сил в килевых моментах.

— при вертикальном киле; — — — при горизонтальном киле.

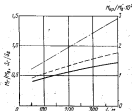


Рис. 50. Соотношение моментов при горизонтальном киле и кручении с нагрузками при вертикальном киле.

— M/M_0 ; — — — M/M_r
 ····· M/M_0

Величина курсового угла судна при преобладающем направлении трехмерного волнения видно на рис. 53. Здесь волновые нагрузки характеризуются безразмерными отношениями; в частности, для амплитуды вертикального килевого момента это

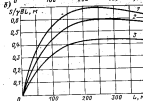
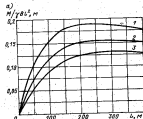


Рис. 51. Зависимость коэффициента обшивки корпуса судна на волновой нагрузке при вертикальном киле: на поперечном волнении: 1 — пятибалльный момент; 2 — перемещаемая сила (в единицах на четверть длины судна).

1 — при $\delta=0,05$; 2 — при $\delta=0,1$; 3 — при $\delta=0,15$.

отношение можно связать с относительной эффективной высотой волны:

$$\frac{M_0}{\gamma B L^2} = \frac{\gamma h_0}{2} \frac{B L^2}{\gamma B L^2} = \frac{1}{2} h_0 \frac{B_0}{L}.$$

Результат осреднения по всем курсовым углам в предположении их равновероятности сравнивается с данными, относящимися к движению на встречном волнении (рис. 54). Видно, что приятие обоих этих предположений приводит к близким результатам. На рис. 55 показано распределение по длине судна

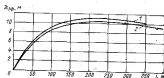


Рис. 54. Эффективные высоты волн с обобщенностью 10^{-4} для судов разных длин ($B=3,80$) при разных предположениях о распределении курсовых углов.

1 — действительное значение высоты; 2 — курсовые углы равны нулю.

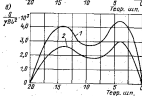
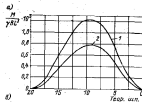


Рис. 55. Распределение по длине судна амплитуд (с обобщенностью 10^{-4}) изгибающих моментов и горизонтальных сил при вертикальном колебании судна: а — изгибающие моменты, б — горизонтальные силы.

1 — при $L=150$ м; 2 — при $L=200$ м.

Атлантике (средние данные метеорологических судов по Роалу) для судов с обводами 60-й серии ($L/B=7$; $L/T=17,5$) при разных коэффициентах общей полноты; учитывалось уменьшение скорости на волнении по сравнению со скоростью на тихой воде, соответствующей числу Фруда $Fr_{0.2}=0,20$; курсовые углы принимались равновероятными. Экспериментальные данные относятся к шведским судам (см. табл. 19). Можно считать, что расчетные величины не находятся в противоречии с измеряемыми в действительности.

На рис. 57 приведены значения ожидаемых эффективных высот волн, полученные разными исследователями. Кривые

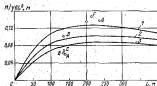


Рис. 56. Сравнение расчетных и экспериментальных данных о вертикальных изгибающих моментах с обобщенностью 10^{-4} .

— расчет; 0 — эксперимент.
1 — при $B=3,80$; 2 — при $B=3,75$; 3 — при $B=3,60$.

были уже рассмотрены выше и приведены здесь для наглядного сопоставления. Из рисунка также видно, что, несмотря на разброс приведенных данных, общей для них является тенденция к увеличению эффективной высоты волн по мере роста длины судна до 250—300 м, затем, при дальнейшем увеличении длины судна, — к некоторому ее уменьшению.

Рассмотренные в этой главе результаты замеров волновых нагрузок в море относятся к судам длиной менее 200 м (только три судна имеют длину более 200 м — 214,9, 236 и 238,7 м). Следовательно, результаты этих замеров совсем не относятся к судам длиной более 250 м. Существенным дополнением экспериментальных данных служат материалы по замерам в море вертикальных изгибающих моментов на пяти американских судах (одно плавучее и четыре танкера) длиной от 74 000 до 325 000 тс и длиной от 230 до 330 м [104]. Эти замеры производились по программе Американского Бюро Судостроения в течение трехлетней эксплуатации этих судов (1967—1970) на линиях Персидский залив—Европа—Северная Америка (покрут

миса Доброй Надежды), Япония—Северная и Южная Америка, Персидский залив—Япония. Статистическая обработка этих замеров показала следующие значения эффективных высот волн с обеспеченностью 10^{-4} для вертикального изгибающего момента в миделевом сечении судна:

L , м	229	244	305	318	326
H	0,82	0,84	0,83	0,86	0,83
$H_{\text{эф}}$, м	10,0	10,1	9,8	7,4	8,9

Сравнение этих высот волн (будем условно называть их замерными) с высотами по кривым 1, 4, 6 рис. 57 (с учетом

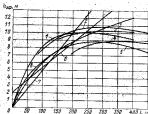


Рис. 57. Расчетные значения эффективных высот волн с обеспеченностью 10^{-4} для танкера ($B=0,80$) при движении в Северной Атлантике.

1 — данные М. Абдулмана (20); 2 — данные В. В. Колосова (19); 3 — данные Д. Фюрбе (19); 4 — данные Е. Ланге (19); 5 — данные Дж. Маррея (19); 6 — $H = \frac{L}{30} + 2$ м; 7 — $H = \frac{L}{30}$; 8 — $H = 0,001 \sqrt{L}$.

приведения их в соответствии с конкретными коэффициентами общей полноты судна) показывает, что для танкера длиной 229 м и для авалочного судна длиной 244 м замеренная эффективная высота волн совпадает с высотой по кривой 1; больше на 1,7 м, чем по кривой 4, и больше на 1,15 м, чем по кривой 6. Для танкера длиной 305 м замеренная высота больше на 0,4 м, чем по кривой 4; больше на 0,65 м, чем по кривой 6, и меньше на 0,5 м в сравнении с кривой 1. Для танкера длиной 318 м замеренная высота меньше на 2,0, 1,7 и 2,6 м, чем по кривым 4, 6, 1 соответственно. Для танкера длиной 326 м замеренная высота оказалась меньше на 1,3, 1,0 и 2,1 м, чем соответственно по кривым 4, 6 и 1.

Эти данные позволяют считать, что кривые 4 и 6 дают заниженную эффективную высоту волн для судов длиной 250 м и менее. Что же касается случаев, для которых замеренные эффективные высоты волн оказались меньшими, чем по любой из кривых рис. 57 (суда длиной более 300 м), то, по-видимому, причина этого занижения заключается в том, что эти суда за сравнительно короткий срок эксплуатации (три года) не встречали наиболее сильного волнения. В частности, отмечается, что ни одно из рассматриваемых судов, проходя район мыса Доброй Надежды, ни разу не встретило знаменитых для него «валов мисса».

В целом сравнение замеренных эффективных высот волн с расчетными высотами, соответствующими кривым рис. 57, а также существенные различия данных, полученных разными авторами, указывают на необходимость дальнейшего уточнения рассматриваемых зависимостей. В связи с этим следует отметить основные различия в закономерностях изменения эффективных высот волн, установленными разными авторами.

1. Обычно принимаемый в основу статистического расчета энергетический спектр морского волнения, рекомендованный Вторым Международным конгрессом по конструкции корпуса судна, является лишь приближенным, как это отмечалось и самим конгрессом.

2. Спектр волнения определяется двумя взаимосвязанными параметрами: длиной волны $\lambda_{\text{м}}$ и средним периодом волнения $T_{\text{ср}}$, которым приписываются конкретные детерминированные значения при характеристике стационарного волнения определенной интенсивности. Однако не существует однозначной связи при данной интенсивности волнения между $\lambda_{\text{м}}$ и $T_{\text{ср}}$. Напомним, что в таблицах повторяемости волнения на разных участках океана каждой статистической характеристике высоты волн соответствуют шесть средних периодов. Наиболее правильно учитывать все средние периоды. Но из-за усложнения расчета часто ограничиваются выбором только одного или двух, с наибольшей вероятностью повторения и наиболее близких к периоду собственных колебаний судна, т. е. средним периодом, которые могут оказывать наиболее существенное влияние на конечный результат расчета. Поскольку этот выбор может оказаться различным, разными будут и результаты расчета.

3. Для учета тректирности морского волнения используются разные формулы, что также может приводить к разным результатам. Отметим, что ни одна из формул, предложенных для учета тректирности волнения, не получила общего признания.

4. Амплитудно-частотная характеристика выходного процесса даже для нулевой скорости судна и при расположении его перпендикулярно к регулярной волне определяется с некоторой погрешностью, различной в разных расчетах или

модельных испытаний. Кроме того, амплитудно-частотная характеристика существенно зависит от скорости судна и от его курсового угла. Судно обычно вынуждено снижать свою скорость на волнении и тем больше, чем выше интенсивность волнения. Однако какой-либо определенной функциональной зависимости между интенсивностью волнения и скоростью судна в настоящее время не существует, и в расчетах приходится приблизительно оценивать величину снижения скорости судна, что, конечно, может приводить к различиям в результатах.

б. При определении статистических характеристик выходного процесса — вертикального волнового изгибающего момента — обычно условно считают, что корпус судна является эластичной системой. Однако волнистость такой системы может заметно проявляться при особо интенсивных волновых воздействиях. В этом случае учет нелинейности может приводить к погрешности расчета.

г. Нет какой-либо определенной закономерности в длительном распределении курсовых углов судна. Обычно условно считается, что наиболее вероятным является движение судна вразрез волнам.

Перечисленные обстоятельства заслуживают специального рассмотрения и изучения. Более подробно они рассмотрены в книге [4].

Необходимо отметить, что сказанное выше утрачивает свою актуальность в случаях, когда длительное распределение волновой нагрузки, например волнового вертикального изгибающего момента, определяется по результатам длительных замеров соответствующих напряжений непосредственно на плавающем в море судне при различной интенсивности волнения. Примеры таких исследований были рассмотрены выше. Можно лишь сожалеть, чтобы число их непрерывно увеличивалось.

Глава 6. КРУЧЕНИЕ КОРПУСА СУДА

§ 19. Кручение корпуса судна на тихой воде и на волнении

Крутящие моменты на тихой воде. Любое судно должно быть нагружено так, чтобы при выходе из порта находиться в прямом положении (не иметь крена). Это будет достигнуто, если равнодействующая всех сил тяжести судна заходит в ДП и уравновешивается находящейся в той же плоскости равнодействующей всех вертикальных составляющих сил давления воды. Однако такое расположение равнодействующей сил тяжести для всего судна в целом не означает, что и в каждом сечении (или на каком-то протяжении по длине) она также лежит

в ДП. Предположим, что на судне имеются дилтанки (трюмы небольшой длины) в носовой и кормовой частях, нагруженные так, как показано на рис. 58, а. Пусть равнодействующая сил тяжести в каждом из дилтанков имеют одинаковые значения P и приложены на одинаковых расстояниях a от ДП. Тогда момент силы P относительно продольной оси $M_{крп} = Pa$ для носо-

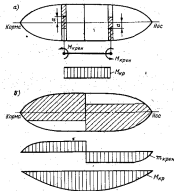


Рис. 58. Кручение корпуса судна на тихой воде: а — сосредоточенные кренящие моменты; б — распределение кренящих моментов.

вой половине судна является кренящим на правый борт, а для кормовой половины — кренящим на левый борт. Так как эти моменты равны по модулю и противоположны по направлению, то судно крениться не будет, а будет испытывать только кручение на длине между сечениями, в которых эти сосредоточенные моменты приложены (эпюра крутящих моментов постоянна по длине участка, случай чистого кручения). В нашем рассмотрении мы пренебрегли длиной дилтанка и предположили, что момент $M_{крп}$ является сосредоточенным и приложен в сечении. Более точным было бы рассмотрение некоторой интенсивности

момента $M_{кр} = M_{кр0}/\Delta L$, где ΔL — длина участка, на котором создается крутящий момент. Для неравномерной загрузки носовой и кормовой половин судна кривые интенсивности $m_{кр}$ и крутящего момента $M_{кр}$ показаны на рис. 58, б. При этом наибольшая по длине крутящий момент может быть оценен, если рассмотреть равнодействующую сил тяжести носовой и кормовой половин судна. Пусть каждая из них равна 0,5D и приложена на расстоянии a от ДП. Тогда крутящий момент на миделе равен $M_{кр} = 0,5aD$. Каких-либо норм или общепринятых рекомендаций для определения величины a при расчете крутящего момента на тихой воде не имеется. Однако можно считать вероятным, что a может быть равным 2—3% ширины судна, особенно в случаях перевозки руды, частично заполняющей трюмы. В некоторых расчетах [49, 128] крутящий момент на тихой воде оказывается в 1,5—2 раза больше крутящего момента, определяемого при статическом расчете на регулярной волне при движении судна косым курсом.

Крутящие моменты на регулярном волнении. Так же, как и в случае крена судна на волнении, целесообразно рассмотреть кручение судна на регулярном волнении в условиях статического равновесия. Если судно на регулярном волнении расположено по отношению к бегу волн так, что ДП судна оказывается параллельной направлению скорости распространения профиля волн, т. е. если курсовой угол равен 0 или 180°, то обтекание судна водой симметрично относительно ДП, или, другими словами, одинаково по правому и по левому бортам. Если при этом судно находится в прямом положении (не имеет крена) и в статическом равновесии под влиянием сил тяжести и гидростатических сил поддержания, то в любом поперечном сечении по длине судна силы поддержания, приходящиеся на единицу длины судна, как для правого, так и для левого бортов, будут одинаковы по величине и направлению, и равнодействующая их находится в ДП. Следовательно, при расположении ДП параллельно бегу волн гидростатические силы поддержания не вызывают кручения корпуса судна. В случае же когда ДП судна размещена под косым углом к направлению бегу волн, обтекание корпуса волной оказывается несимметричным относительно ДП и, следовательно, неодинаково для бортов судна. При этом в поперечных сечениях носовой половины судна равнодействующие силы поддержания смещаются от ДП к одному борту, а в кормовой половине — к противоположному борту, вызывая статическое кручение судна на регулярной волне (аналогично силам тяжести при неравномерной загрузке, см. рис. 58, б).

Кораблестроителям необходимо знать наибольшее значение этого крутящего момента, который может действовать одновременно с большими волновыми вертикальными изгибающими моментами. В настоящее время принято считать, что такой случай

может иметь место, когда ДП судна расположена под углом 60° к бегу регулярной волны при ее длине, равной половине длины судна, и при следующих двух положениях судна относительно волн:

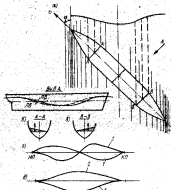


Рис. 58. Крутящие моменты при статическом восстановлении судна косым курсом на регулярной волне: а — положение мидельного сечения судна на поперечном сечении; б — статическая сила поддержания в носовом сечении; в — то же в кормовом сечении; 1 — распределение крутящих моментов по длине судна; 2 — распределение крутящих моментов по длине судна; 3 — положение мидельного сечения судна на поперечном сечении; 4 — то же на кормовом сечении.

носовой и кормовой перпендикуляры расположены на двух смежных вершинах волн, а на мидельное сечение приходится половина волны;

носовой и кормовой перпендикуляры расположены на двух смежных подошвах волн, а мидельное сечение на вершинах волн.

На рис. 59, а показано первое из перечисленных положений судна. Видно, что носовые поперечные сечения, например сечение А—А, так расположены по отношению к профилю волны,

что левый борт находится ближе к вершине волны, а правый — дальше от вершины (рис. 59, б). В связи с этим левый борт больше погружен в воду и разнородствующая дополнительная волновая сила подталкивает в сечении А—А смещена от ДП к левому борту. Разнородствующие сила подталкивает других сечений носовой половины также смещены к левому борту, но на разное расстояние; такое же смещение характерно для центра тяжести носовой половины. Для среднего сечения разнородствующая сила подталкивает остается в ДП. Разнородствующие сила подталкивает всех кормовых поперечных сечений смещены к правому борту (рис. 59, в).

В каждом поперечном сечении корпуса судна можно найти значение кренящего момента $M_{кр}$, относящегося к единице длины судна. Этот момент, очевидно, равен статическому моменту относительно ДП дополнительной силы подталкивания, приходящейся на единицу длины судна в районе данного сечения. Эта сила подталкивания для каждого сечения численно равна захватываемой на рис. 59, б и в площади, умноженной на удельный вес воды. Для определения суммарных крутящих моментов $M_{кр}$ действующих в различных сечениях корпуса судна, необходимо построить:

кривую кренящих моментов $M_{кр}$ на единицу длины в каждом сечении (рис. 59, г). Такая кривая имеет нулевые ординаты на конечных перекладках и в среднем сечении и располагается для одной половины судна выше оси, а для другой — ниже оси; ограниченные ею и осью положительные и отрицательные площади равны по абсолютной величине;

кривую суммарных крутящих моментов $M_{кр}$ как интегральную от предыдущей; она представляет собою плавную линию с нулевыми ординатами на конечных перекладках с максимумом в среднем сечении (рис. 59, д).

Практика такого определения крутящих моментов показывает, что их значения, получаемые для положения модели на пологой или на вершине волны, разнятся лишь незначительно. Учитывая условный характер расчета, часто ограничиваются определением крутящего момента для случая, когда модель находится на пологой волне. Исследова крутящие моменты на регулярном волнении при косом курсовом угле судна, равно 45°, Г. Вейдлер [142] нашел, что их значения (в тс·м) могут определяться по формуле

$$M_{кр} = cLB^3 \cdot 10^{-3}, \quad (1.145)$$

где коэффициент $c = 2,97 \div 3,37$.

При соответствующих 60-й серии соотношениях $L/B = 7$ и $B/T = 2,5$ выражение (1.145) приводится к виду (в тс·м)

$$M_{кр} = \frac{2,5c}{7^3} DB^3 \cdot 10^{-3}, \quad (1.146)$$

где γ — удельный вес воды, тс/м³; δ — коэффициент общей полноты.

Если условно считать, что возмещение носовой и кормовой половины судна одинаково и равно 0,5D и что равное δB смещение от ДП к разным бортам центров тяжести носовой и кормовой половины одинаково, то максимум энергии крутящего момента на регулярном волнении при косом курсе судна можно оценить по формуле

$$M_{кр} = 0,5DaB. \quad (1.147)$$

Приравняв (1.146) и (1.147) и полагая, что при $\delta = 0,6$ значение $c = 2,97$, а при $\delta = 0,8$ значение $c = 3,37$, получим, что $\alpha = 0,024$ при $\delta = 0,6$ и $\alpha = 0,021$ при $\delta = 0,68$. Следовательно, формула (1.145) предполагает, что для симметричного относительно



Рис. 60. Расположение судна относительно волны, соответствующее наибольшему крутящему моменту (по Е. Абрахамсону).

плоскости судна относительно волн, соответствующее наибольшему крутящему моменту (по Е. Абрахамсону).

Момент по формуле (1.145) предлагалось суммировать с другими наибольшими волновыми нагрузками, однако он не является наибольшим. Е. Абрахамсону [62] нашел, что вообще наибольшее значение волнового статического крутящего момента достигается при следующих условиях (рис. 60):

вершина волны располагается по диагонали параллелепипеда, построенного на главных размерах судна;

длина волны равна $L = 2\alpha B$ (α — коэффициент полноты ГВЛ), и, следовательно, линии впадины волн оказываются почти касательными к бортовым скулам судна;

высота волны равна $0,1L$.

Тогда крутящий момент на модели (в тс·м) равен

$$M_{кр} = kLB^3 \cdot 10^{-3}, \quad (1.148)$$

где k в зависимости от α имеет следующие значения:

α	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	1,70	2,45	3,78	5,33	6,85

Формулы (1.145) и (1.148) отличаются только коэффициентами. Сравнение их показывает, что при $\delta = 0,6$ и соответствующим

ним $\alpha=0,7$ значение крутящего момента по формуле (1.145) даже несколько больше, чем по формуле (1.148); при $\alpha=0,8$ и $\alpha=0,88$ крутящий момент по формуле (1.148) примерно в 1,5 раза больше, чем по формуле (1.145).

Показанное на рис. 60 положение судна относительно волны соответствует значительно большему, чем 45° углу между ДП и направлением борта волн и значительно меньшим длине волн (например, при $\alpha=0,7$ и $L/B=7$ длина волны $\lambda=0,2L$ и высота ее $h=0,02L$). При таких размерах волн нагрузки от нагибающих моментов оказываются незначительными.

По исследованиям, проведенным В. В. Давыдовым [16], значение наибольшего статического волнового крутящего момента в мидельном сечении может определяться по формуле (в тс·м)

$$M_{\text{в}} = k\gamma LB^3 \cdot 10^{-3}, \quad (1.149)$$

где L — полумидельная волна, м; k — коэффициент, зависящий от относительной L/B , L/λ и от α [17].

При использовании формулы (1.149) необходимо при заданной длине λ и высоте 2γ волны находить приближенно значение курсового угла φ , соответствующего наибольшему $M_{\text{в}}$. Этот угол приблизительно равен $\varphi = \arcsin \frac{\lambda}{L}$. Для определения наи-

большого момента надо найти его значение для нескольких меньшего и большего углов. Формула (1.149) для волны, принятой Е. Абрахамсеном, дает значение крутящего момента примерно на 30% больше, чем формула (1.148).

Кручение при крене. Выше предполагалось, что при статическом равновесии на регулярном волнении судно не имеет крена. При крене как общая для всего судна равнодействующая сил тяжести, так и равнодействующие этих сил в любом поперечном сечении не пересекают продольную ось вращения судна и, следовательно, создают кренящие моменты. Накрененное судно тоже находится в равновесии, так как равнодействующий кренящий момент для всего судна уравновешивается равнодействующим восстанавливающим моментом. Однако в каждом поперечном сечении единственный кренящий момент, т. е. приходящийся на единицу длины судна, в общем случае не уравновешивается единственным восстанавливающим моментом в том же сечении. Разность этих единичных моментов в каждом сечении образует распределенную нагрузку ΔF , интегрированием которой от конкретного перпендикуляра до любого сечения (например, до миделя) определяют крутящий момент ΔM в этом сечении. Наибольшее значение этого момента обычно приходится на район миделя, однако для большинства судов оно обычно мало и, как правило, не определяется. Этот момент может представлять практический интерес для порывных судов, на которых сосредоточенный кренящий момент передается корпусу через мачту, несущую паруса.

Кручение силами инерции. При бортовой качке судна все элементарные его массы вращаются вокруг продольной оси, проходящей через центр тяжести судна, с угловым ускорением

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \sin \theta,$$

где θ — угол крена; T — период качки, определенный формулой

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I + \Delta I}{\Delta g}},$$

Здесь I — момент инерции массы судна относительно оси вращения; ΔI — момент инерции присоединенных масс воды относительно той же оси вращения судна; Δ — водоизмещение судна; g — поперечная начальная метастабильная высота.

Для элементарной массы судна Δm , приходящейся на единицу его длины и расположенной на расстоянии r от оси вращения, касательное ускорение равно

$$a_t = r\omega = \frac{4\pi^2 r \sin \theta}{T^2},$$

а соответствующая этому линейному ускорению сила инерции элементарной массы

$$\Delta F = a_t \Delta m = \frac{4\pi^2 r \sin \theta}{T^2} \Delta m.$$

(Заметим, что в данном случае интерес представляют только касательные силы инерции, так как центростремительные силы, всегда пересекающие ось вращения, не могут давать моментов относительно этой оси.)

Момент силы ΔF относительно оси вращения

$$\Delta M = r \Delta F,$$

а момент всех сил инерции в любом поперечном сечении судна, приходящийся на единицу его длины, равен сумме всех элементарных моментов для этого сечения, т. е.

$$M_1 = \sum \Delta M.$$

Он является для судна единственным кренящим моментом, и ему противодействует в том же сечении единственный восстанавливающий момент.

В целом для судна равнодействующие всех кренящих моментов от сил инерции и сил тяжести при крене уравновешиваются равнодействующими моментами от всех сил подвешивания, так как рассматривается динамическое равновесие судна в момент, когда при бортовой качке оно, вращаясь, например, по ходу часовой стрелки, достигает своего наибольшего отклонения на правый борт и только начинает свое вращение против

хода часовой стрелки. В этот момент скорости вращения судна равны нулю, ускорение наибольшее в сторону левого борта, а силы инерции имеют противоположное направление. Однако при обходе для судна равновесие осей крайних и восстанавливающих моментов такое равновесие и в каждом отдельном поперечном сечении, как правило, не имеет места, что и вызывает кручение корпуса.

Для определения крутящего момента надо, очевидно, поступить, как указано выше, т. е. построить кривые распределения по длине судна:

- суммы единичных вращающих моментов от сил инерции и сил тяжести;
- единичных восстанавливающих моментов;
- единичных неуравновешенных в данном сечении вращающих моментов, равных разности ординат двух предыдущих кривых;
- крутящих моментов (интегральную кривую для кривой единичных неуравновешенных вращающих моментов).

Ординаты последней кривой определяют значения крутящего момента в поперечных сечениях по длине судна. Обычно наибольший крутящий момент действует в районе миделевого сечения.

Как видно из предыдущего, полученные по этой схеме крутящие моменты являются суммарными от сил инерции и сил тяжести, так что для нахождения моментов только от сил инерции суммарные моменты должны быть уменьшены на подставляемый отдельно момент от сил тяжести при крене. Впрочем, последние часто пренебрегают, считая их малыми.

При длительной эксплуатации судна его водонизмещение меняется от рейса к рейсу; оно изменяется и в течение одного рейса. Момент инерции масс $I = \Delta \cdot k^2$, начальная метасредствечная высота h и, как следствие, период бортовой качки T и ее амплитуда изменяются в широких пределах. Они могут быть различными даже при одном и том же водонизмещении судна, поскольку зависят от распределения перемещенного груза по высоте и ширине корпуса судна. В связи с этим наибольшее значение крутящего момента для одного и того же судна может изменяться в широких пределах. Это вносит значительную неопределенность в расчет динамических (от сил инерции при бортовой качке) крутящих моментов. Обычно условно считается достаточным определять наибольшее значение динамического вращающего момента для полного водонизмещения судна при полной и равномерной загрузке всех трюмов, при наименьшем практически возможном периоде качки, считая наибольшую амплитуду качки равной 25—30°. При таких условиях наибольший динамический крутящий момент для обычных судов, перевозящих генеральный груз, составляет 25—30% полного статического крутящего момента, вычисленного по формуле (1.145). Однако надо иметь в виду, что для судов, перевозящих руду

и имеющих сравнительно низкое расположение ЦТ груза, большую начальную поперечную метасредствечную высоту и, следовательно, резкую бортовую качку, наибольший динамический крутящий момент может быть значительно больше.

Другие факторы, вызывающие кручение корпуса судна. Как известно из курса сопротивления материалов, силы и моменты действия которых не проходят через центры тяжести (или центры кручения, или центры жесткости) поперечных сечений балки, вызывают помимо изгиба еще и кручение балки. В общем случае центр кручения не совпадает с центром тяжести поперечного сечения балки (такое совпадение имеет место только в том частном случае, когда обе главные центральные оси инерции поперечного сечения балки являются осями симметрии сечения). Для поперечных сечений корпуса судна только одна главная ось, а именно ось, проходящая в ДЦ, является осью симметрии сечения. В этом случае центр кручения находится на оси симметрии в районе или ниже нескольких ниже его в зависимости от размеров больших палубных вырезов.

Если судно находится в прямом положении (не имеет крена) и на него действуют только вертикальные силы, симметричные относительно ДЦ, то их равнодействующая лежит в ДЦ и пересекает продольную ось центров кручения, вызывая изгиб корпуса без его кручения. Равнодействующая тех же вертикальных сил в случае крена судна составляет с осью симметрии угол, равный углу крена, и не пересекает ось центров кручения, а потому вызывает не только изгиб корпуса, но и его кручение. Следовательно, в общем случае вертикальный изгиб судна сопровождается кручением, при котором возникают дополнительные касательные напряжения, суммирующиеся с касательными напряжениями от изгиба. При изгибе в горизонтальной плоскости горизонтальные поперечные силы дают, как правило, равнодействующую, не пересекающую ось центров кручения, и, следовательно, горизонтальный изгиб также сопровождается кручением. Таким образом, в общем случае все внешние силы, действующие на корпус судна, не пересекают ось центров кручения и вызывают кручение корпуса.

На волнении крутящие моменты возникают как от гидростатических, так и от гидродинамических сил, включая сдвиги, и от сил инерции, вызываемых движением судна. Кроме того, силы от ветра и руды могут создавать крутящие моменты, которые, правда, обычно незначительны.

До недавнего времени кораблестроители мало интересовались кручением судна, особенно дополнительным кручением, возникающим при изгибе корпуса судна. Это объясняется тем, что крутильная жесткость корпуса морских судов с умеренной шириной больших палубных вырезов, меньшей полноты ширине судна, достаточно велика, так что касательные напряжения от кручения малы. Это подтверждается и данными

натурных замеров касательных напряжений от кручения. В качестве примера можно отметить, что при замере касательных напряжений в море на судне «Оушен Валент» среднее значение напряжений в листах палубы оказалось разным примерно 30 кгс/см², в 10 раз большие напряжения были замерены у углов люковых вырезов. Наибольшие напряжения в листах днищевой обшивки достигали 50 кгс/см². Подобные измерения очень скудны. Мало имеется данных и по определению параметров кручения при испытаниях моделей судов. При модельных испытаниях танкера Т-2 на регулярном волнении [112] было найдено, что наибольший крутящий момент возникает при курсовом угле 45° и при резонансной скорости судна (скорости, при которой кажущийся период волны близок к периоду собственных поперечных колебаний судна). Большие амплитуды бортовой качки вызывают и большие крутящие моменты. В общем случае на данном волнении крутящие моменты увеличиваются с ростом скорости модели. При длинах волн, равных $\lambda = 1,05 \alpha$ и $\lambda = 1,15 \alpha$ (где α — длина модели и α — курсовой угол), и при отношении высот волн к длине модели от $1/4$ до $1/2$ изменение курсовых углов от 0 до 60° сопровождалось почти линейным изменением крутящих моментов от нуля до максимума, который не превышал 10% от значений соответствующих изгибающих моментов.

§ 20. Стесненное кручение корпуса судна с большими палубными вырезами

Как уже отмечалось, сказанное выше о малых значениях крутящих моментов и соответствующих им касательных напряжений относится к обычным грузовым судам, у которых ширина палубных люковых вырезов не превышает половины ширины судна и длина этих вырезов равна приблизительно половине длины трюма. На таких судах большая часть объемов грузовых трюмов приходится на просторы раскрытых люков, что вызывает значительные затраты труда и времени для горизонтального перемещения груза при его погрузке и выгрузке. Для уменьшения трудоемкости и сокращения времени простоя судов в портах в последнее время стремятся увеличить ширину и длину грузовых люков, достигая возможно большего раскрытия палуб. Особенно это необходимо для судов, перевозящих грузы в контейнерах, навальные грузы, лес, а также для некоторых других специализированных судов. На некоторых судах для каждого трюма выполняется одна широкая и длинная грузовая люк, ширина которого может достигать до 0,75—0,80 ширины судна, а длина люка делается настолько большой, насколько это позволяет необходимая ширина палубного настила между смежными по длине люками для размещения грузового устройства и для обслуживания люка. В некоторых случаях по ширине

люка для каждого грузового трюма раскладывают два или три люка общей длиной почти по всю длину трюма и шириной, позволяющей оставлять только узкий проход между смежными продольными комингсами и достаточную для обслуживания широт палубного настила у бортов судна.

Большие люковые вырезы в палубах могут значительно уменьшать крутильную жесткость корпуса судна, превращая его в тонкостенную балку открытого профиля, в сечениях которой только одна центральная ось инерции является осью симметрии, а расположенная на этой оси поперечная ось инерции находится значительно ниже IIT сечения и даже ниже киля. Кручение такой балки возникает не только от внешнего крутящего момента, но и от вертикальных и горизонтальных поперечных сил, действующих корпус судна относительно вертикальной и горизонтальной продольных плоскостей. Оно вызывает искривление (деформацию) поперечных сечений балки: после деформации они так искривляются, что точка контура выходит на плоскости сечения и перемещаются параллельно продольной оси балки; при этом обычно предполагают, что форма контура сечения при деформации балки не претерпевает изменений. Однако такая деформация поперечных сечений корпуса судна не может происходить свободно. Этому препятствует перемещение крутящих моментов и искривлений поперечных сечений по длине судна. Еще больше свободной деформации поперечных сечений корпуса судна препятствуют постои и кормовая оконечности судна, которые не испытывают существенного кручения и изгиба и обладают большой крутильной жесткостью, имея почти или совсем замкнутые поперечные сечения. Такие оконечности судна можно считать достаточно жесткой заделькой концов той части длины судна, в которой имеются большие палубные вырезы.

При изгибе и кручении корпуса судна как открытой тонкостенной коробчатой балки нормальные напряжения с учетом стесненного кручения определяются выражением [53, 57]:

$$\sigma = \frac{P_y}{F} + \frac{M_x z}{I_x} + \frac{M_y y}{I_y} + \frac{B_z y z}{\alpha}, \quad (1.150)$$

где P_y , M_x и M_y — продольная сила и изгибающие моменты относительно осей Oy и Oz ; F , I_x , I_y — площадь поперечного сечения и моменты инерции площади поперечного сечения относительно осей Oy и Oz ; B_z — силовой фактор, кгс·см², называемый изгибно-крутильным биомоментом, или просто биомоментом, и определенным выражением

$$B_z = -EI_y \frac{d^2 \theta}{dz^2}, \quad (1.151)$$

Здесь I_{ω} — главный секторальный момент инерции поперечного сечения, см⁶, определяемый как контурный интеграл

$$I_{\omega} = \oint \omega^2 dF; \quad (1.152)$$

ω — секторальная площадь, см² (характеристика той точки сечения профиля балки, для которой определяется нормальное

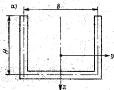
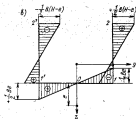


Рис. 61. К определению секторальных характеристик сечений: a — секторное открытое сечение; b — ширина главной секторальной площади.



напряжение); θ — угол закручивания (угол поворота сечения вокруг центра кручения).

Остановимся на определении секторальных характеристик сечения. Рассмотрим условное поперечное сечение открытого профиля (палуба в районе грузового люка полностью вырезана), на срединных линиях которого и определяются указанные характеристики (рис. 61). Точка z — центр кручения — принята в качестве полюса; нулевой точкой является точка θ пересечения оси симметрии сечения Oz с контуром сечения. Если на

полюсе провести радиус-векторы в нулевую точку и в какую-либо точку на срединной линии контура, то удвоенная площадь сектора, образованного этими радиусами и отрезком срединной линии между начальной и выбранной точками, называется секторальной площадью (при выбранном нами полюсе в нулевой точке это будет главная секторальная площадь). Если проведенный из полюса радиус при обходе контура от нулевой к рассматриваемой точке поворачивается против часовой стрелки, то соответствующая секторальная площадь считается положительной и откладывается от срединной линии наружу от контура, и наоборот. Для плоских участков поперечного сечения балки зоны секторальной площади образованы прямыми линиями, а значения секторальной площади ω_i для i -й точки на срединной линии контура численно равно площади прямоугольника, одной стороной которого является длина z_i срединной линии контура, отсчитанная от нулевой точки до данной точки, а другой стороной прямоугольника служит длина перпендикуляра, опущенного из полюса на данный участок срединной линии контура. Для профиля, симметричного относительно оси Oz , секторальные площади в симметричных точках равны по абсолютной величине, но имеют разные знаки.

Главный секторальный момент инерции сечения балки, определяемый формулой (1.152), может быть получен контурным интегрированием квадрата секторальной площади по всей срединной линии контура. Полученные при этом интегралы для разных участков срединной линии должны упрощаться на толщину δ профиля на данном участке.

Для определения положения на оси Oz центра кручения z приходится строить первоначально эскизу вспомогательной секторальной площади ω_z из произвольно выбранного полюса B с координатой z_B . Тогда $z_c = z_B + \frac{1}{I_z} \oint y \omega_B dF$, где контурный интеграл называется секторальным левым моментом площади относительно оси Oz . В частности, для корытного профиля, изображенного на рис. 61,

$$z_c = \frac{z_B}{6 + F_d/F_b}, \quad (1.153)$$

где F_d и F_b — площади днища и борта. Если толщина днища и борта одинаковы, то

$$z_c = \frac{z_B}{6 + \delta H}. \quad (1.153a)$$

Из формулы (1.150) видно, что при изгибе и кручении корпуса судна с открытым поперечным сечением нормальные напряжения, определяемые первыми тремя членами этой формулы, тождественны напряжениям, вычисляемым без учета кручения или в предположении, что кручение не вызывает

дополнительных нормальных напряжений. Последний член этой формулы определяет дополнительные нормальные напряжения от кручения. Для корпусов морских судов с умеренной шириной люковых вырезов (менее 0,5B) эти дополнительные напряжения оказываются пренебрежимо малыми, но по мере увеличения ширины вырезов эти напряжения быстро растут и, как показывают некоторые приближенные расчеты, при ширине люковых вырезов, равной (0,8—0,9)B, они могут быть одного порядка с небольшими нормальными напряжениями от вертикального изгиба на нерегулярном волнении.

Для каждого поперечного сечения корпуса судна в данных условиях его нагружения значения бимомента и главного секторального момента инерции площади сечения постоянны, а значения секторальной площади изменяются вдоль контура сечения. Следовательно, дополнительные нормальные напряжения от кручения изменяются по высоте поперечного сечения по закону изменения секторальной площади. На рис. 61 видно, что эти напряжения на киле равны нулю, и по мере удаления по длине от киля к бортам они увеличиваются до некоторого максимума на скулах. При этом если на одном борту растяжение, то на противоположном — сжатие. По борту от скулы к палубе напряжения изменяются по линейному закону, переходя через нуль и меняя знак на палубе по сравнению со скулой. Здесь они опять на разных бортах имеют различные знаки: если на одном борту — растяжение, то на другом — сжатие. Заметим, что если к верхней кромке борта примыкает участок палубы, то на этом участке секторальная площадь еще будет продолжаться увеличиваться до кромки палубного выреза и, следовательно, наибольшее дополнительное нормальное напряжение от кручения имеет место на бортовой кромке люкового палубного выреза.

Касательные напряжения при изгибе и стесненном кручении корпуса судна определяются суммой следующих четырех компонентов:

$$\tau = \tau_{\theta} + \tau_{\phi} + \tau_1 + \tau_{\text{кр}} \quad (1.154)$$

где τ_{θ} — касательное напряжение при чистом (свободном) кручении; τ_{ϕ} — касательное напряжение при изгибе в вертикальной плоскости; τ_1 — касательное напряжение при изгибе в горизонтальной плоскости; $\tau_{\text{кр}}$ — касательное напряжение при стесненном кручении.

Первые три слагаемых этой формулы дают основную, главную часть касательных напряжений, а последний член является обычно небольшой добавкой к ним и определяется формулой

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{E}{\delta} \frac{d\theta}{dx} \int_{\text{сеч.}} adF = -\frac{E}{\delta} \int_{\text{сеч.}} S_{\text{сеч.}} d\theta, \quad (1.155)$$

где θ' — первая производная бимомента; $S_{\text{сеч.}}$ — секторальный статический момент отсеченной части сечения.

Величина бимомента B , как видно из формулы (1.151), зависит от угла закручивания и может быть определена, если известно изменение этого угла по длине балки, для чего может быть использовано решение следующего уравнения стесненного кручения балки:

$$\theta^{IV} - k^2 \theta'' = -\frac{1}{EI_{\text{кр}}} \frac{dB_{\text{кр}}}{dx}, \quad (1.156)$$

где θ^{IV} и θ'' — четвертая и вторая производные угла закручивания по продольной координате балки x ;

$$k^2 = \frac{GI_p}{EI_{\text{кр}}};$$

здесь G — модуль сдвига; I_p — полярный момент инерции площади сечения балки.

Решение уравнения (1.156) имеет вид

$$\theta(x) = c_1 + c_2 x + c_3 \operatorname{sh} \frac{kx}{l} + c_4 \operatorname{ch} \frac{kx}{l} + \theta_{\text{кр}}(x), \quad (1.157)$$

где постоянные интегрирования c_1, c_2, c_3 и c_4 находятся по соответствующим граничным условиям; $\theta_{\text{кр}}$ — частное решение.

При решении уравнения (1.157) применительно к корпусу судна обычно считают, что часть корпуса с широкими палубными вырезами представляет собой открытую призматическую балку, присоединенную своими концами к кормовой и носовой оконечностям судна. Кормовая оконечность довольно значительной длины исключает машинное отделение, надстройки и рубки и потому имеет большую по сравнению с открытой частью крутильную жесткость. С достаточным основанием можно полагать, что в плоскости соединения открытой части балки с кормовой оконечностью деформации балки для равня нулю, т. е. $\theta' = 0$. Можно также приближенно определить и действующий в этом сечении внешний крутящий момент. Так могут быть получены два граничных условия для определения постоянных интегрирования. Что же касается граничных условий для носовой оконечности, то, по-видимому, здесь принимать их аналогично граничным условиям для кормовой оконечности. Рекомендации по определению граничных условий и по вычислению всего расчета стесненного кручения корпуса можно найти в справочной литературе. Методика такого расчета издана также Ретястром СССР. Однако несомненно необходимость в совершенствовании таких расчетов с использованием данных модельных и натурных испытаний, число которых пока невелико.

На предыдущем видео, что оценка влияния размеров больших палубных вырезов на крутильную жесткость корпуса судна и на нормальные и касательные напряжения от стесненного

кручения является довольно сложной проблемой, решению которой посвящен ряд работ [120, 130, 131]. Для целей скорей предварительной и приближенной оценки влияния размеров боковых палубных вырезов на увеличение нормальных напряжений в настеле верхней палубы в районе углов вырезов, где влияние это наибольшее, можно пользоваться формулой Г. Шеда [129]:

$$\sigma_x = \frac{N}{I_x} \frac{3\lambda}{(1-\beta)^2} (n+1). \quad (1.158)$$

Здесь σ_x — добавочное продольное нормальное напряжение, вызываемое сдвигом в зависимости от размеров люковых вырезов в палубе; N — погонное сдвигающее усилие в бортовой кромке настела верхней палубы, подсчитанное с предположением полного отсутствия люковых вырезов в палубах, имеющих такую же толщину настела, что и при наличии вырезов; I_x — толщина палубного стрингера. В случае нескольких рядов люков по ширине судна предполагается, что толщина листов палубы между внутренними продольными концами люков равна толщине палубного стрингера; B — ширина судна; δ — общая ширина вырезов люков в данном поперечном сечении палубы; λ — длина люка; n — число рядов люков в данном поперечном сечении палубы.

При $n=1$ коэффициент 3 в (1.158) должен быть заменен на $[2 + (\delta/B)]$.

Если выразить общую ширину люковых вырезов δ в долях ширины судна

$$\delta = \beta B,$$

формула (1.158) примет вид

$$\sigma_x = \frac{N}{I_x} \frac{\lambda}{B} \frac{k}{(1-\beta)^2}. \quad (1.159)$$

где $k=9$ при парных люках ($n=2$) и $k=12$ при тройных люках ($n=3$). При одиночных люках ($n=1$) коэффициент k зависит от β и равен $k=2(2+\beta)$.

Таблица 27

Значения сомножителя $k/(1-\beta)^2$ в формуле (1.159)

β	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,98
$n=1$	13,3	20,0	32,4	60	140	254	370	568
$n=2$	25,2	36,9	55,2	100	225	430	578	900
$n=3$	32,3	48,9	75,0	133	300	534	770	1200

В табл. 27 приведены значения сомножителя $k/(1-\beta)^2$ для одиночных, парных и тройных люковых вырезов в палубе.

Видно, что при увеличении β эта величина и пропорциональные ей добавочные нормальные напряжения в палубе от кручения растут сначала довольно медленно (до $\beta=0,6$ почти линейно), а затем все более резко. Так, при одинарных люках значений β , равным 0,7 и 0,9, соответствует увеличение напряжений в 4,5 и в 44 раза по сравнению с $\beta=0,4$. Это особенно наглядно видно на рис. 62. При одной и той же общей ширине вырезов количество их рядов по ширине тоже существенно влияет на добавочные нормальные напряжения. Так, при переходе от одиночных люков к парным ($n=2$) напряжения увеличиваются в 1,9–1,55 раза при $\beta=0,4$ –0,9. При переходе от парных люков к тройным ($n=3$) напряжения при тех же значениях β увеличиваются в 1,33 раза, как это можно видеть непосредственно из формулы (1.158).

Автор формулы (1.158) указывает, что она имеет большую ценность для сравнительных оценок рассматриваемых напряжений, а не для накопления их абсолютных величин.

Для оценки влияния боковых палубных вырезов на жесткость корпуса судна при кручении Г. Шеда [129] для сравнительных расчетов предлагает пользоваться следующей формулой:

$$\Delta \delta_1 = \frac{N \lambda B}{M_{\text{кр}} G I_x} \left\{ \frac{\beta}{1-\beta} + \frac{G}{E} \left[\frac{12(3n-1)\beta^2 + 25(1+\beta)}{B(1-\beta)^3} \frac{n+1}{3} + \frac{9 \lambda B^2}{E I_x} \frac{2}{n(n+1)} \right] \right\}, \quad (1.160)$$

которая определяет величину $\Delta \delta_1$ — дополнительное увеличение угла закручивания, найденного при условии отсутствия люковых вырезов в палубах при кручении корпуса судна крутящим моментом $M_{\text{кр}}$. На многопалубных судах каждая палуба с люковыми вырезами уменьшает крутильную жесткость корпуса судна. Поэтому общее увеличение угла закручивания должно определяться как сумма дополнительных углов, найденных по формуле (1.160) для каждой палубы. Однако влияние люковых палуб мало, так как продольные силы в средней части высоты корпуса оказывают малое сопротивление кручению. Формула (1.160) соответствует случаю расположения люковых палубных вырезов по длине судна с повторяющимися размерами.



Рис. 62. Зависимость добавочных нормальных напряжений в углах палубных вырезов от относительной ширины вырезов (для одиночных люков).

Передающие коэффициенты C_{sp} по формуле (1.161)

α	0,50	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
β	0,40	0,475	0,55	0,625	0,70	0,775	0,85
C_{sp}	2,70	2,58	3,00	3,60	4,20	4,80	5,40

По данным норвежских модельных испытаний [60], угол закручивания при ширине выреза 0,80В в 1,25 раза, а при вырезе 0,98 — в 2,3 раза больше, чем при ширине выреза 0,7В.

В результате испытаний моделей судов Норвежским Веритасом были сделаны следующие выводы относительно жесткости корпуса при кручении [60]:

крутильная жесткость корпуса судна значительно уменьшается, когда ширина люка более 80% ширины судна;

значительное уменьшение жесткости рамных палубных бимсов мало сказывается на крутильной жесткости, но приводит к резко выраженному уменьшению максимальных напряжений у углов люковых вырезов;

концентрация напряжений в углах люков оказывается существенной. Залитичность закрутке углов люков обычных проворностей не дает никаких преимуществ;

простые поперечные переборки не влияют существенно на жесткость при кручении, но служат в основном для сохранения формы поперечного сечения.

§ 21. Приближенные формулы для определения крутящих моментов на нерегулярном волнении

В последнее время вопросы обеспечения прочности при кручении корпусов судов с большими люковыми вырезами изучаются все более обстоятельно. Уже опубликовано несколько формул для практического приближенного определения расчетных значений крутящих моментов на нерегулярном волнении применительно к корпусам судов с большими палубными вырезами. Выполненные проверки этих формул данными модельных испытаний показали удовлетворительную согласованность формул с экспериментом. И хотя число таких проверок далеко еще недостаточно для общего признания этих формул, они могут быть полезны при практическом проектировании судов, как отмечено в докладе Третьего комитета Четвертого Международного конгресса по конструкции судов.

Формулы Норвежского Веритаса. Начатое еще в 1924 г. изучение кручения судна на регулярном волнении привело сначала к формуле Г. Веделера (1.145), затем к формуле Е. Абрахамсена (1.148), и, наконец, в последнее время к формуле [60] для значения крутящего момента с обеспеченностью 10^{-5} в моделировании сечения судна (в тс·м):

$$M_{sp} = C_{sp} LB^3 \cdot 10^{-3}, \quad (1.161)$$

где C_{sp} — безразмерный коэффициент, зависящий от коэффициента полноты площади грузовой верхней палубы (табл. 28); L — длина судна между перпендикулярами; B — ширина наибольшая теоретическая.

Е. Абрахамсен [60] считает, что разумное значение максимального волнового крутящего момента на нерегулярном волнении с обеспеченностью 10^{-5} может быть получено по формуле (1.161) применительно к открытым судам, т. е. к таким, у которых центр кручения расположен ниже дна.

Формула (1.161) по своей структуре идентична формулам (1.145) и (1.148), но значения коэффициентов заметно увеличены. Хотя прямо не указано, к какому именно нерегулярному волнению и к какой скорости судна относится формула (1.161), однако, сопоставляя другие данные, можно считать, что она относится к трехмерному нерегулярному волнению в Северной Атлантике и к скорости судна, соответствующей $Fr=0.1$.

Волновой крутящий момент с обеспеченностью 10^{-5} изменяется по длине судна согласно следующему соотношению:

$$M_{sp}(x) = 0,62 M_{sp} [\sin \alpha - \sin \beta - 1,02 (\cos \alpha - \cos \beta)], \quad (1.162)$$

где M_{sp} — крутящий момент в моделином сечении; x — нормальная координата вдоль продольной оси судна, отсчитываемая от модели; $\alpha = 4,73x/L$.

Может оказаться полезной аппроксимация результатов расчетов крутящих моментов с обеспеченностью 10^{-5} , выполненного Норвежским Веритасом применительно к судам с обводами 60-й серии (коэффициент общей полноты $\delta=0,80$). Если обозначить отношение

$$c = \frac{M_{sp}}{18L} \cdot 10^{-3},$$

значения которого в зависимости от длины судна были приведены ранее на рис. 47, и аппроксимировать эту зависимость выражением

$$c = 0,24 \sqrt{L}, \quad (1.163)$$

то формула крутящего момента для судна с $\delta=0,80$ может быть записана в виде

$$M_{sp} = 0,24 \cdot B L^{1,5} \cdot 10^{-3}$$

При изменении коэффициента общей полноты крутящий момент меняется пропорционально коэффициенту C_{sp} , зависимость

которого от δ , показанные в табл. 28, близка к линейной. Учитывая эти обстоятельства и приняв значение $C_{\delta 0} = 5,0$ при $\delta = 0,80$, можно получить следующую формулу для крутящего момента с обеспеченностью 10^{-3} :

$$M_{\delta 0} = 0,0487 C_{\delta 0} B L^{2,5} \cdot 10^{-3} \quad (1.164)$$

Определенные этой формулой значения крутящего момента, как и положенные в ее основу данные рис. 47, соответствуют предположению о равновероятности всех курсовых углов. Между тем, как показывают кривые на рис. 53 (см. выше), наибольшие значения крутящего момента соответствуют курсовым углам $\sim 45^\circ$ (данные кривая вполне соответствует курсовому углу 0°). Отношения крутящего момента при этих курсовых углах к крутящему моменту в предположении равной вероятности курсовых углов приведены в табл. 29.

Таблица 29

Отношения фактический крутящих моментов, соответствующих различным курсовым углам, к вычисленному моменту в предположении равновероятности всех курсовых углов

$L, м$		0	15	30	45
Курсовые углы, $^\circ$	45	1,22	1,20	1,12	1,12
	0	1,10	1,05	1,03	1,03

Формула Рола. Для судов, у которых центр кручения находится на киле или близки килу, О. Рол [123] предложил следующую формулу для определения волнового крутящего момента с обеспеченностью 10^{-3} в идеальном сечении судна с большим пазубинами вырезами:

$$M_{\delta 0} = 0,86(0,133\alpha - 0,002) B^3 \sqrt{L} \quad (1.165)$$

Формула де Вильде. Используя полученные Е. Нуматов [112] передаточные функции крутящего момента для судов разных длин, Г. де Вильде [79] вычислил значения крутящего момента с обеспеченностью 10^{-3} при плавании в условиях Северной Атлантики применительно к танкерам Т-2, для которых центр кручения находится на нейтральной оси и для которых имеются также данные модельного эксперимента по определению крутящих моментов. Кроме того, была установлена зависимость волнового крутящего момента от отношения λ/H , где H — высота борта и λ — вертикальное расстояние от киле до центра кручения (отрицательное вниз от киле). На основе этих данных была предложена следующая формула для определения наи-

большого значения (с обеспеченностью 10^{-3}) волнового крутящего момента в идеальном сечении судна (в тс·м):

$$M_{\delta 0} = c(1,75 - 1,5\lambda/H) LB^3 \exp(-0,00295L) \cdot 10^{-4} \quad (1.166)$$

где коэффициент c зависит от коэффициента полноты грузовой ватерлинии α :

$$c = 13,2 - 43,4\alpha + 78,9\alpha^2$$

Формула (1.166) определяет крутящий момент для курсового угла $\varphi = 30^\circ$. При ее выводе принималась зависимость между длиной волны λ и ее высотой h :

$$h = 0,116\lambda^{-1/20}$$

а также между длиной волны и длиной судна:

$$\lambda = L \cos \varphi$$

С учетом этих зависимостей формула (1.166) принимает более общий вид (в тс·м):

$$M_{\delta 0} = \frac{0,86}{\cos \varphi} c(1,75 - 1,5\lambda/H) B^3 \lambda \cdot 10^{-4}$$

Формула Регистра СССР. В проекте «Методика расчета прочности корпуса судна с широко раскрытыми полубатни при кручении» рекомендуется значение расчетного волнового крутящего момента с обеспеченностью 10^{-3} при курсовом угле 60° (в тс·м) определять по следующей формуле (аналогичной формуле де Вильде):

$$M_{\delta 0} = 14,7c(1,75 - 1,5\lambda/H) B^3 \lambda_p \cdot 10^{-4} \quad (1.167)$$

где λ_p — расчетная высота волны, зависящая от длины судна:

$L, м$	100	150	200	250	300	350
$\lambda_p, м$	5,1	6,6	7,7	8,9	9,5	10,1

Японские исследователи [105] предложили формулу для определения волнового крутящего момента с обеспеченностью 10^{-3} . Здесь она не приводится из-за ее сложности, но в табл. 30 содержатся значения крутящих моментов, полученные по этой формуле, для сопоставления их с моментами, полученными по другим зависимостям.

Сравнение значений крутящих моментов по разным формулам. Ограниченность экспериментальных данных о волновых крутящих моментах, замеренных на эксплуатирующихся судах и полученных в модельных экспериментах, затрудняет проверку правильности приведенных выше формул путем сопоставления

полученных по ним значений с действительными. В связи с этим представляет практический интерес сравнение между собой значений волновых крутящих моментов, полученных по разным формулам. Такое сравнение было сделано в докладе Третьего комитета Четвертого Международного конгресса по конструкции судов [137] применительно к избранным для этой цели семи судам длиной от 175 до 270 м; результаты приведены в табл. 30. В этой таблице нами добавлены две жюжные строки: значения крутящих моментов, вычисленные по формуле (1.161), — предпоследняя строка, и значения коэффициентов α в формуле (1.147) — последняя строка. Сравнение крутящих моментов по разным формулам производится при различных положениях пектра кружения: теоретическом, вычисленном для рассматриваемого судна в соответствии с действительной конструкцией вырезов в палубе; на киле; промежуточном — посредные между теоретическим и на киле.

Для положения центра кручения на киле формула Рола дает значения на 5–10%, меньше, чем формула де Вильде; формула японских авторов дает значения моментов значительно меньше (на 20–40%), чем формула Рола. Можно считать, что для положения центра кручения на киле зависимость де Вильде и Рола имеют практически хорошую согласованность.

Значения моментов по Вейдлеру указывали для двух случаев: с наименьшим коэффициентом в формуле (1.145) — верхняя строка и с наибольшим коэффициентом этой формулы — нижняя строка.

Для теоретического положения центра кручения значения крутящих моментов больше, чем для положения его на краю: по формуле де Вальде — в 1,25–1,5 раза, по формуле японских авторов — примерно в 2–2,5 раза. При этом по всем формулам значения крутящих моментов практически удовлетворительно согласуются между собой.

Следует отметить, что формула Весселера [1,145], имеющая 45-летнюю давность и рассчитанная на регулярное волнение, дает значения крутящих моментов в мидельном сечении судна, практически удовлетворительно согласующиеся с современными расчетными значениями этих моментов с обеспеченностью 10^{-2} при давлении на трехмерном нерегулярном волнении в Северной Атлантике.

Условно предполагая, что наибольший волновой крутящий момент на миделе создается смещением от ДП сестра величины половины судна к одному борту на величину ΔB и таким же его смещением к противоположному борту для другой половины судна, и считая, что водонамещение каждой половины судна одинаково, т. е. равно $0,5D$, получаем $M_{\text{кр}} = 0,5\Delta B \kappa$ или $\Delta B = M_{\text{кр}}/0,50B$. С использованием крутящих моментов, вычисленных по формуле Абрахамсена, найдем значения коэффициентов α , приведенные в последней строке табл. 30. Для указания

Reference 30

Большинство экспертов считают, что рынок будет развиваться в направлении формирования единого рынка.

[illegible]

в таблице судов значения α изменяются примерно от 0,031 до 0,036 при среднем значении 0,034. Приняв его, имеем формулу для крутящего момента:

$$M_{\text{кр}} \approx 0,017 D B = 0,017 A B^2 L T. \quad (1.167a)$$

Эта формула дает такие же значения крутящих моментов, как и формула Абрахамсона (1.161), с погрешностью меньше $\pm 10\%$.

В дополнение к сказанному выше отметим, что интересные данные о крутящих моментах имеются в работах Л. Б. Винокура (см.: Исследование скручивающих моментов отечественных контейнеровозов с использованием ЭВМ. — «Труды ДВПИ», вып. 93, 1978 и автореферат диссертации «Исследование внешних сил, действующих на корпус судна при скручивании», Дальневосточный ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт им. В. В. Куйбышева, 1974).

СЛЕМИНГ И ВОЛНОВАЯ ВИБРАЦИЯ

Глава 7. СЛЕМИНГ

§ 22. Общая характеристика длиннового и бортового слеминга

Виды слеминга. При килевой и вертикальной качке судна на изолированной поверхности моря погружение в воду отдельных участков корпуса судна все время меняется. Значительная килевая качка может привести к тому, что некоторая часть носовой оконечности корпуса будет оголена. При обратном движении вниз нос судна будет входить в движущуюся настректу ему волну. Если при этом относительная скорость встречи окажется достаточно большой и если днище судна имеет значительный плоский участок, то может произойти гидравлический удар, сопровождающийся резким увеличением давления воды на днище (за время около 0,1 с). Такое явление называют *длинновым слемингом*, или просто *слемингом*. При слеминге часто раздается громкий звук, напоминающий оружейный выстрел. Предварительный выход из воды части носовой оконечности корпуса является необходимым условием появления длиннового слеминга. Одновременно с импульсным нарастанием давления на плоских участках днища носовой оконечности весь корпус судна содрогается и начинает вибрировать по форме изгибных двухузловых колебаний. Возникающие при этом высокочастотные (вибрационные, слеминговые) напряжения, часто называемые *всплесковыми напряжениями*, накладываются на низкочастотные волновые напряжения. Они могут быть замерены в корпусе судна и, следовательно, служат признаком появления слеминга. Всплесковые напряжения могут быть значительными, но они быстро затухают (примерно за время двух—трех циклов волновых напряжений).

Интенсивность динического сдвига оказывается наибольшей при ходе судна поперечу волне, и она тем больше, чем сильнее волнение, чем ближе каязывается период волнения к собственному периоду килевой качки судна и чем меньше осадка судна на такой воде у могого перпендикуляра. Если эта осадка больше 0,040—0,050 длины судна, то интенсивность сдвига обычно оказывается небольшой. Она зависит также от формы обводов шпангоутов носовой оконечности судна и от продольного радиуса кривизны массы судна. На транспортных судах при малых осадках на тихой воде, особенно при балластном плавании, интенсивность сдвига может быть настолько большой, что возникают повреждение конструкции плоских или малокривых участков динца в районе больших ударных давлений. Для избежания этих повреждений приходится или уменьшать скорость судна, или изменить его курс, или делать то и другое одновременно.

При сравнительно больших осадках, особенно при плавании с полным грузом, судно может угрожать чрезмерное заливание бортовой водой носовой части верхней палубы, опасное для надежности действия и даже для целостности залубных устройств и, в частности, для закрытия грузовых люков. Интенсивность этого заливания, т. е. количество втекающей на палубу воды, толщина ее слоя на палубе тем больше, чем больше интенсивность волнения, скорость судна и погружение в воду носовой оконечности судна при килевой качке. Чрезмерность заливания палубы тоже может привести к необходимости уменьшения скорости судна и изменения его курса.

Погружение кормовой оконечности судна, плавającego на морском волнении, также оказывается переменным во времени. Однако в наиболее неблагоприятных случаях плавания с малыми осадками погружение в воду кормовой оконечности всегда значительно больше, чем носовой, из-за наличия дифферента на корму, необходимого для обеспечения удовлетворительной работы винта. Поэтому выход из воды кормовой оконечности меньше, чем носовой, и обычно ограничен той частью ее длины от кормового перпендикуляра, на которой нет сколько-нибудь значительных плоских участков динца. В связи с этим навание динического сдвига кормовой оконечности почти совсем не происходит для интенсивности его настолько малой, что не привлекает внимания кораблестроителей. Однако при вертикальной и килевой качке судна на волнении уязвимым в отношении отеления оказывается гребной винт, особенно в условиях балластного плавания. При значительном и внезапном обматнении винта крутящий момент гребного вала быстро падает, двигатель резко увеличивает частоту вращения, начиная работать «вразнос», и механик вынужден уменьшить частоту вращения, т. е. уменьшить скорость судна. Иногда такое уменьшение скорости судна и цолах обеспечения исправности двигателя механик произво-

дит равнее, чем пойдет необходимым такое уменьшение кинит, во избежание повреждения корпуса от сдвига.

Высказанное относится к грузовым судам, имеющим небольшую скорость и сравнительно полные обводы корпуса. Быстроходные пассажирские суда и военные корабли обычно имеют гораздо более острые обводы корпуса, значительно большую килеватость обводов шпангоутов носовой оконечности, и осадки их сравнительно мало отличаются от проектных. Отеление их носовых оконечностей сравнительно меньше, чем на грузовых судах при балластном плавании, и чаще всего ограничивается районами динца, на которых обычно нет значительных горизонтально-плоских участков. Поэтому у этих судов сравнительно реже наблюдается значительное повышение гидродинического давления на динце, т. е. интенсивность динического сдвига у них оказывается в среднем меньшей. Тем не менее и на этих судах имеются повреждения от ударов о волны.

На быстроходных судах, имеющих значительный развал бортов носовой оконечности, возможен бортовой сдвиг, часто называемый в английской и американской судостроительной литературе сдвигом. Он происходит тогда, когда носовая оконечность с развалом борта на волнении «погружается» в воду при относительно большой поступательной скорости судна. В этих случаях гидродиническое давление на носовую оконечность в районе развала шпангоутов борта может значительно превысить гидростатическое давление, причем скорость нарастания давления на борт может быть носовой, что придает этому воздействию ударный характер. Интенсивность этого ударного давления, как правило, значительно меньше, чем при диническом сдвиге на грузовых судах, но оно, действуя на большую поверхность борта, может создавать значительную ударную силу, вызывающую общую вибрацию корпуса и большие внутренние напряжения.

Характерной особенностью бортового сдвига (сдвиги) является то, что его появление не связано с предварительным выходом из воды носовой оконечности.

Характеристика бортового сдвига быстроходных судов. В качестве примера приведем некоторые данные о бортовом сдвиге, полученные при испытаниях в море голландских миноносцев S (103×10,9×6,8×3,9 м), A (108×11,8×6,4×3,9 м) и B (112×11,8×6,6×4,0 м) [73, 99]. Наиболее тяжелое нерегулярное волнение при испытании характеризовалось максимальной длиной волн, равной 180 м, и наибольшей высотой волн 3,65 м (средняя из 1/10 наиболее высоких волн). При ходе миноносцев разрез волнам со скоростью 17 уз на этом волнении средняя из 1/10 наибольших амплитуд килевой качки была равна 3,5—4°. Заметим попутно, что при модельных испытаниях этих же судов [99, 102] на нерегулярном волнении со средней

высотой, равной $L/32$, даже при нулевой скорости средняя амплитуда килевой качки была равна $2,6^\circ$. Этому соответствует максимальная амплитуда 9° и максимальная амплитуда вертикальных колебаний носового перпендикуляра почти 9 м, тогда как высота надводного борта у носового перпендикуляра равна всего лишь 4,5 м. Следовательно, для этих минюносцев волнение при испытании с высотой волны, равной $1/32$ их длины, является очень тяжелым.

Наибольшие бортовые давления в 50% всех замеров были меньше $0,7 \text{ кгс/см}^2$ и в 80% всех замеров — меньше $1,75 \text{ кгс/см}^2$. Только в 10% замеров они были больше $2,8 \text{ кгс/см}^2$ и в 5% — больше $3,5 \text{ кгс/см}^2$. Максимальные давления были: для судна S — $2,1 \text{ кгс/см}^2$, для судна A — $3,5 \text{ кгс/см}^2$ и для судна B — 7 кгс/см^2 . Наиболее тяжелый удар судно B получило только 1 раз при скорости 25 уз, когда оно встретило последовательные большие волны, подходившие к борту с носа под углом 10° . Ударные давления 7 кгс/см^2 были зарегистрированы только в сечении судна, отстоящем от носового перпендикуляра на расстоянии $0,26L$. Все остальные наибольшие значения давлений записались в сечениях, находящихся на расстояниях от носового перпендикуляра, равных $0,06L$, $0,064L$, $0,096L$, соответственно для судов A, B и S. Средняя продолжительность удара (время нарастания до максимума и затем спада) была равна $0,02 \text{ с}$.

В работе [73] приводится сопоставление замеренных ударных давлений на судне B с теоретическими расчетами по методу, приведенному в работе [113]. В расчете определялись значения ударных давлений при плавании на регулярных волнах длиной, равной $\lambda=1,5L$ и $\lambda=L$, и разной крутизне h/λ при скорости судна 25 уз, для сечений, отстоящих от носового перпендикуляра на расстоянии $0,192L$. Для этого сечения при той же скорости на судне B были замерены наибольшие давления $3,1 \text{ кгс/см}^2$; расчетные же значения оказались следующими:

при $\lambda=1,5L$					
крутизна волны	$1/30$	$1/25,7$	$1/20$	$1/17,5$	$1/15$
давление, кгс/см^2	0,82	1,04	1,64	1,27	2,07
при $\lambda=L$					
крутизна волны	$1/30$	$1/20$	$1/15$		
давление, кгс/см^2	1,08	2,25	3,39		

Видно, что наилучшее согласование расчетных и замеренных давлений соответствует длине волны, равной длине судна, и крутизне $1/16$.

На рис. 63 показаны кривые отношений числа оголений носовой оконечности и числа ударов к числу циклов килевой качки. Видно, что наибольшее количество оголений для всех судов, кроме судна B при скорости 17 уз, происходило при носовых курсовых углах, а наибольшее число ударов во всех случаях имело место при встречном волнении. Это означает, что

для бортовых ударов нет прямой зависимости между оголениями носовой оконечности и ударами. Если дивизией слеминг происходит, как правило, только в тех циклах килевой качки, в которых оголяется носовая часть днища, то для бортового слеминга это условие не является обязательным.

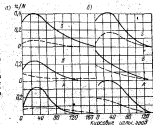


Рис. 63. Отношения числа оголений носовой оконечности к числу ударов к числу циклов килевой качки при испытании голландских минюносцев: а — при скорости 12 уз; б — при скорости 17 уз. — — — — — слеминг; удары.

Как видно из табл. 31 [99, 145], бортовой слеминг часто происходит без оголения днища, причем сила удара тоже не зависит от того, было ли оголение. Табл. 31 относится к более ранним (1957) испытаниям голландских минюносцев P и Q. Видно, что при значительных ударах в условиях сильного волнения наибольшие значения инпелловых напряжений могут не

Таблица 31

Важнейшие напряжения в корпусах минюносцев

Судно	Величина инпелловых напряжений $\sigma_{\text{инп}}$, кгс/см^2	Величина напряжений $\sigma_{\text{нп}}$, кгс/см^2	$\sigma_{\text{нп}}/\sigma_{\text{инп}}$	Был ли оголен днищ
P	500	675	0,30	Да
	180	750	0,25	Нет
	550	665	0,35	Да
	585	685	0,42	Нет
	750	745	1,06	«
	285	890	0,32	«
Q	300	1030	0,29	«
	220	705	0,28	«
	335	930	0,36	Да
	620	675	0,95	Нет
	360	535	0,57	Да

только оказывают близкими к значению волновых напряжений, но даже несколько их превышать.

При испытаниях моделей А, В и С на тяжелом волнении отношения средних значений винтовых напряжений к волновым составили (в процентах):

Скорость судна, уз	12	17
Судно А	20—25	40—45
Судно В	25—30	—
Судно С	30—40	50—60

Характеристики днищевое слеминга. Хотя нельзя забывать о винтовых напряжениях, возникающих при слеминге грузовых судов, но все же при практическом инженерном расчете прочности судовых конструкций кораблестроители в первую очередь интересуются теми местными наибольшими усилиями, которые могут возникать при слеминге и которые, как показывает опыт эксплуатации судов, могут повреждать и даже разрушать конструкции днища в носовой оконечности судна.

Первое упоминание о необходимости подкрепления днища носовой оконечности в Правилах Регистратора Судоходства Ллойд относится к 1899 г. Однако термин «слеминг» появился значительно позже. Сначала днищевой слеминг, в отличие от бортового лентинга («дыхалка» бортов, или их попеременного колебательного прогибания то внутрь, то наружу под влиянием перепадов давлений воды), назывался «другим родом лентинга». Так, А. Холмс в своей хорошо известной кораблестроительной того времени книге «Практическое судостроение» (1914) дал описание повреждений корпуса от ударов волн и перечень требований в Правилах Регистратора Судоходства Ллойда к подкреплению корпусных конструкций в носовой оконечности. Эти описания очень напоминают картину повреждений от слеминга на современных судах. По-видимому, проблема днищевое слеминга так же стара, как и история стального судостроения. Уже в начале нашего века достаточно правильно были поняты физические основы возникновения слеминга, установлена качественная связь между силой слеминга, носовой осадкой судна и формой обводов носовой оконечности. В отличие от современных представлений, тогда и еще много позже ударные нагрузки от слеминга не связывались с влиянием их на общий изгиб судна. Почти до 60-х гг. не было каких-нибудь количественных оценок связи интенсивности слеминга с осадкой, формой обводов носовой оконечности, с интенсивностью волнения и скоростью судна. Это нашло отражение в требованиях Правил классификационных обществ к слеминговым подкреплениям корпуса. Конструкция этих подкреплений уже неоднократно обсуждалась [83, 100, 119, 149] и изменялась, причем все время в сторону ее усиления. История изменения требований Правил постройки к подкреплению носовой оконечности является характерным отражением того эмпирического подхода к проектированию конструкций морских

транспортных судов, который до последнего времени был главным в методике этого проектирования и который еще и в настоящее время в значительной мере сохраняется.

С развитием судостроения требования к подкреплению конструкции днища в носовой оконечности становятся все более жесткими. При этом кораблестроители, не имея определенных количественных зависимостей между интенсивностью слеминга и прочностью, от которых он зависит, вынуждены были идти эмпирическим путем, назначая требуемые подкрепления сначала интуитивно, «на глаз», исходя из опыта повреждений конструкций в прошлом, и затем проверяя эффективность этих требований последующим анализом поведения подкрепленных конструкций. Опыт показывает, что, как правило, каждый раз подкрепления оказывались недостаточными и требовались их дальнейшее усиление. Это происходило не потому, что подопдала интуиция, а из-за увеличения интенсивности самого слеминга вследствие уменьшения балластных осадок судна, роста их скорости на сильном волнении.

Иллюстрацией сказанного может служить краткий перечень повреждений днищевых конструкций носовой оконечности отечественных и зарубежных судов.

1. Теплоход «Глеб Успенский» ($L \times B \times H \times T = 89,6 \times 13,6 \times 18,2 \times 5,7$ м; год постройки 1951) при плавании с балластом в Охотском море с 1959 по 1960 г. получил тяжелые повреждения от слеминга. В пределах носым шпангоут 1-го трюма настила внутреннего дна вместе с флорами, пертикальным килем и днищевыми стрингерами выгнулись внутрь корпуса с наибольшей стрелкой прогиба около 140 мм и с пятью разрывами длиной 75—100 мм каждый в листах настила в местах приварки их к флорам. Вертикальный киль в двух местах был разорван. Наружная обшивка и настил внутреннего дна на большой площади в районе повреждений были оторваны от флоров, которые изогнулись в нос и корму на 60—100 мм. Наружная обшивка, кроме общего прогиба внутрь со стрелкой до 140 мм, имела также местные выпучины до 75 мм.

2. Теплоход «Орехов» ($L \times B \times H \times T = 143,1 \times 21 \times 12,5 \times 8,5$ м; год постройки 1950) при плавании с балластом в Охотском море в январе 1965 г. получил тяжелые повреждения днищевых конструкций от слеминга в районе 1-го и 2-го грузовых трюмов вплоть до сечения, отстоящего на расстоянии 0,33L от носового перпендикуляра.

3. Теплоход «Кашара» ($L \times B \times H \times T = 96,8 \times 14,4 \times 7,9 \times 6,7$ м; год постройки 1952) при переходе Васмар—Баренбург с балластом при штурме 9 баллов получил значительные повреждения днища носовой оконечности, заключавшиеся в многочисленных трещинах в сварных швах и в гофрировке листов днища. При этом трюм № 1 был затоплен.

4. На теплоходе «Севзавод» ($L \times B \times H \times T = 106 \times 15,8 \times$

8,9×6,7 м; год постройки 1939) при очередном доковом осмотре корпуса судна были обнаружены следующие повреждения днища носовой оконечности в районе 1-го грузового трюма: трещина длиной 120 мм в ласте двуслойной обшивки по заклепочному шву, соединяющему флор с обшивкой, ослабление заклепок, ослабление заклепочных швов и их течь в разных местах общей протяженностью 8 м.

5. Лихтер «Десятый» (регистрация восточности 977 рег. т. год постройки 1956) в феврале 1962 г. в рейсе из Пола в Одессу при неполной нагрузке в штормовую погоду получал повреждения от слеминга в предлах 1-го трюма в виде трещин и гофров днища, остаточные деформации переборки и палубы.

6. Х. Таунсенд, выступая в прениях по докладу М. Оги [114], сообщает, что с августа 1953 г. по июнь 1964 г. и за 7 месяцев 1968 г. 100 судов получали повреждения днища носовой оконечности, главным образом при плавании в Северной Атлантике. Общая стоимость ремонта этих судов составила 1,30 млн. дол., или приблизительно по 19 300 дол. на каждое повреждение. Большинство этих судов получало повреждения при рейсах с грузом, в условиях сильной килевой качки. Повреждению подвергались преимущественно килевая зона и пояс днищевой обшивки с обеих сторон от киля. Эти пояса имели вмятины между флорами, простиравшиеся в поперечном сечении на несколько листов. В одном случае повреждение было настолько большим, что захватывало несколько листов килевого пояса и листы 3—4 прилегающих поясов правого и левого бортов. Отмечается, что особенно страдают суда с очень полными U-образными обводами носовой оконечности. Некоторые типы судов, например «Либсерт», «Маршпер», сравнительно редко получают слеминговые повреждения. Суда с бульбонным носом мало повреждаются от слеминга.

7. Из другого сообщения Х. Таунсенда [139] следует, что за 26 месяцев получали повреждения конструкций днища носовой оконечности 140 американских судов, стоимость их ремонта составила 3,08 млн. дол. Кроме того, были исследованы повреждения от слеминга днища носовой оконечности еще на 100 судах действом от 7000 до 14 000 т. Для 22 на их стоимость ремонта составляла в среднем по 22 000 дол. на каждое судно при среднем простое в ремонте по 4 сут.

8. Выступая в прениях по докладу [103], Х. Таунсенд сообщает, что при сильном волнении в 1970 г. одно из судов типа «Маршпер» ($L \times B \times H \times T = 162 \times 23,2 \times 14 \times 8,2$ м) получило тяжелые повреждения от слеминга обшивки днища носовой оконечности; некоторые вмятины имели глубину 100 мм. Стоимость ремонта повреждений равнялась 80 000 дол. При этом надо принять к вниманию, что, как отмечалось выше, суда этого типа считаются хорошо перевозящими слеминг.

Совсем недавно было обнаружено, что одно новое быстро-

ходное американское судно всего за несколько месяцев плавания в Северной Атлантике получало повреждения днища носовой оконечности, стоимость ремонта которых равня 160 000 дол.

9. Т. Левинсон [103] сообщает, что за 1967 г. 114 судов, имеющих класс Английского Lloyd's, получали повреждения от слеминга днищевых конструкций носовой оконечности, причем ремонт поврежденных только 32 судов стоил 250 000 фунт. стерлингов.

Приведенные данные о повреждениях от слеминга днища носовой оконечности морских судов свидетельствуют о достаточной массовости таких повреждений. Существующие в настоящее время эмпирические требования к подкреплениям конструкций в районе действия днищевого слеминга в различных классификационных Правилах постройки судов, во-первых, не идентичны, во-вторых, не гарантируют от повреждений конструкций при условиях провалах особо тяжелого слеминга. Они учитывают возможность избежать таких условий правильной балластировки судна при ходе без груза и правильным изменением скорости судна и курсового угла при управлении судном в море. Однако не всегда такая балластировка и такое управление судном в море в практике эксплуатации судов возможны, поэтому повреждения конструкций от слеминга продолжают беспокоить кораблестроителей. Выказывается также мнение, что прочность конструкции корпуса должна быть достаточной, чтобы не ограничивать возможно полное использование энергетических ресурсов судна при форсировании им морского волнения.

Отмечая массовость местных повреждений днищевых конструкций, следует обратить внимание на отсутствие каких-либо конкретных данных о повреждениях основных связей в средней части морских транспортных судов, вызванных общим изгибом под действием ударного изгибающего момента, возникающего одновременно с импульсным ударом (слемингом) в днище носовой оконечности судна. Ударные (или импульсные) напряжения, по имеющимся данным, могут достигать на морских транспортных судах значений, равных и даже несколько больших $0,35 - 0,40$ наибольших напряжений от волнового вертикального изгибающего момента, т. е. значений, которых нельзя не учитывать при суждениях об общей прочности и надежности корпуса транспортных судов. Отсутствие же сведений о повреждениях конструкций этих судов от импульсных напряжений может объясняться либо тем, что запасы общей прочности достаточны для восприятия этих напряжений, в явной форме не учитываемых в обычных расчетах общей прочности, либо тем, что действие максимальных импульсных напряжений не совпадает во времени с действием наибольших напряжений, учитываемых в расчете и порождаемых изгибом на тихой воде и волновыми вертикальными изгибающим моментом.

Экспериментальное исследование слеминга на моделях является практически самым важным средством изучения этого сложного явления. Число таких исследований более скромно, чем число модельных испытаний с целью изучения волновых нагрузок. Из них наиболее полными и обстоятельными являются исследования М. Опи, выполненные как на регулярном [114], так и на нерегулярном волнении [113].

На регулярном волнении были испытаны две латунные модели грузового однопалубного судна действом 10 500 т ($L \times B \times H \times T = 132 \times 19,2 \times 11,7 \times 7,8$ м), масштабы моделей 1/22. Модели отличались только, тем, что у одной из них шпангоуты по осевой симметрии имели U-образные обводы, а у другой — V-образные.

При экспериментальном исследовании реакции судна на динамические нагрузки, конечно, желательно, чтобы конструкция модели была динамически подобна конструкции действительного судна. В соответствии с этим предпочтительно, чтобы и основные конструктивные связи модели (палуба, наружная обшивка, вертикальный киль, дашевые стрингеры, продольные уголки, флоры, шпангоуты, бимсы) также были подобны соответствующим связям реального судна. Шпангоуты и бимсы модели были несколько больше, чем по своим размерам и имели несколько большую шпацию, чем это требовалось в соответствии с масштабом модели. Большинство соединений в модели были клепаными, но некоторые латунными. Латунные листы имели модуль нормальной упругости $E = 10740$ кгс/мм², временное сопротивление, равное 38,2 кгс/мм², и в пределах экспериментальных нагрузок следовали закону Гука. Важным фактором динамического подобия является частота свободных колебаний 1-го тона, значения которой (число циклов в секунду) были следующими:

Обвод слеминга Обвод с балластом

Модель (замеренная)	10,7	15,1
Судно (расчетная)	1,0	2,8
Судно (приведенная к масштабу модели)	9,0	13,2

Видно, что частота моделирована достаточно корректно, следовательно, модель приблизительно динамически подобна корпусу судна.

Модели были самоходными и свободно могли совершать колебательную и продольно-горизонтальную качку. При экспериментах измерялись ускорения, давления на днище, напряжения от общего изгиба. Акселерометр для измерения ускорений был установлен на палубе вблизи от носового перпендикуляра. Датчики давления были размещены на горизонтальном киле в девяти сечениях, отстоящих от носового перпендикуляра

на расстояниях $(0,053—0,82)L$. В первых четырех сечениях датчики давления располагались еще в нескольких точках по обводу сечения. По 13 датчиков напряжений было установлено по палубному стрингеру и по горизонтальному киле для получения правильной картины распределения этих напряжений по длине судна.

Производились три серии исследований, включающие: исследование влияния длины волны при отношениях λ/L , равных 0,75; 1,0; 1,17 и 1,33 (при постоянной высоте волны, равной $L/30$; постоянной средней осадке, равной $L/30$, и осадке носом, равной $0,02L$; при скоростях судна, соответствующих числам Фруда от 0 до 0,32);

исследование влияния высоты волны при отношениях h/L , равных $1/16$; $1/8$; $1/4$; $1/2$ и $3/4$. В этом случае испытания производились при характеристичеких для слеминга скоростях, при постоянной длине волны, равной длине модели ($\lambda = L$), при постоянной средней осадке, равной $L/30$, и осадке носом, равной $0,02L$;

исследование влияния осадки. В этой серии постоянными оставались $\lambda = L$, $h = L/30$, относительные скорости модели менялись от $Fr = 0$ до $Fr = 0,38$; осадки же были следующими: средняя 20 см ($L/30$), носом 12 см ($0,02L$); средняя 25 см ($L/24$), носом 21 см ($0,035L$); средняя 30 см ($L/20$), носом 29 см ($0,048L$); средняя 35,5 см ($L/16,9$), соответствующая максимальной, дифферент равен нулю.

Результаты этих испытаний представляли интерес главным образом в качестве иллюстрации влияния основных факторов, определяющих явление слеминга. Они относятся к ударным давлениям и ударным (винтинговым) напряжениям и будут рассмотрены ниже.

На нерегулярном волнении была испытана самоходная модель (в масштабе 1:41,6) грузового судна «Маринер» ($L = 162$ м, $B = 23$ м, $H = 10,8$ м, $T = 9,1$ м, $\delta = 0,524$, $\alpha = 0,743$).

Испытание проводилось при следующих нагрузках: легкой (с балластом), соответствующей 40% водоизмещения судна;

умеренной, при 70% водоизмещения судна;

полной, соответствующей 100% водоизмещения.

Условия дуэриного (длинногребневого) нерегулярного волнения были следующие: волнение 6, соответствующее скорости ветра 27 уз; «слабое 7» при скорости ветра 35 уз; «умеренное 7» при скорости ветра 39 уз; «сильное 7» при скорости ветра 41 уз; волнение 8 при скорости ветра 46 уз.

Применения здесь терминологии определения условий нагружения и состояния волнения применяется дальше при рассмотрении работы [113].

Результаты испытаний качки модели анализировались на базе спектральной теории волнения и выходных процессов.

Поскольку такой метод анализа принципиально применим только к линейным системам, то требовалась специальная проверка, в какой мере динамическая система — корпус судна может считаться линейной в условиях охлаждения дна и заливания палубы при сильной качке судна на вторичном нерегулярном волнении, когда днище судна подвергается многократным ударам. Такая проверка подтвердила полную возможность применения указанного метода анализа движения судна при слеминге и, в частности, показала, что распределение двойных амплитуд (размахов) качки подчиняется закону Релея при всех состояниях волнения и условиях нагружения судна.

Из анализа результатов модельных испытаний в работе [113] сделаны следующие выводы.

1. Амплитуды килевой качки максимальны при движении судна навстречу волнам (курсовой угол равен нулю) и уменьшаются с увеличением курсового угла. Например, при курсовом угле 45° амплитуда килевой качки равна 80% ее величины при ходе навстречу волне и затем быстро уменьшается при курсовых углах, больших 45° . Напротив, вертикальная качка увеличивается с ростом курсового угла: при курсовых углах 45° и 90° вертикальная качка соответственно больше на 15 и 40%, чем при ходе судна поперек волнам.

2. Ускорения носовой оконечности, вертикальная и килевая качка на нерегулярном волнении мало зависят от загрузки судна (от его осадки), однако несколько увеличиваются с ростом осадки.

Если при большой осадке судна как частота, так и средняя интенсивность слеминга много меньше, чем при легкой осадке, то это объясняется преобладающим влиянием на амплитуду килевой и вертикальной качки, а уменьшение частоты выхода из воды носовой части днища при большой осадке.

3. Слеминг без выхода из воды носовой части днища ни разу не наблюдался за время испытаний, хотя было зарегистрировано 10 000 циклов колебаний судна в различных сочетаниях состояний волнения, загрузки судна, скорости судна и курсовых углов. С другой стороны, во многих случаях не было отмечено заметного слеминга, несмотря на то, что носовая часть днища выходила из воды. Поэтому был сделан вывод, что выход из воды носовой оконечности является необходимым, но не достаточным условием слеминга.

4. Протяженность зоны удара, характеризуемая показаниями датчиков давления в различных сечениях, зависит от ряда факторов. Если давление регистрируется только в районе нижней части форштевня, то замедленные движения, не создавая всего корпуса не происходит, так как ширина плоского днища ниже форштевня слишком мала, чтобы создалась достаточно большая сила удара. Однако всякий раз, когда зона действия ударных давлений простирается до сечения, расположенного на 0,1L от

носового перпендикуляра, обязательно фиксируется уменьшение ускорения вертикального движения носа судна. В связи с этим регистрация ударного давления на днище в сечении, отстоящем на 0,1L от носового перпендикуляра, считалась признаком наличия слеминга.

5. Вероятность слеминга характеризуется отношением числа появлений слеминга к числу встречных за достаточно большой период времени волн (число волн должно быть равно примерно 200, чему соответствует 30-минутное наблюдение слеминга).

На рис. 64 показаны графики зависимости вероятности слеминга скорости судна в состоянии нерегулярного волнения (в условиях появления наибольшей интенсивности слеминга — при легкой осадке судна и при ходе его навстречу преобладающему направлению волнения). Видно, например, что судно «Маринер» при волнении 5 волсе не испытывает слеминга даже при балластной осадке и скорости 20 уз и испытывает лишь редкий слеминг при волнении 6. При волнении 7 это судно при балластной осадке довольно часто подвергается слемингу, и эта частота увеличивается с ростом скорости судна. При состоянии волнения «умеренное 7» это судно даже при отсутствии хода испытывает 1 удар на каждые 10—12 встречных волн.

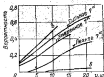


Рис. 64. Вероятность появления слеминга при ходе судна в балластной осадке поперек волнам (состояние на 0,1L).

6. Вероятность слеминга различна для разных сечений судна; как видно из рис. 65, она уменьшается по мере удаления сечения от носового перпендикуляра. Ударные давления могут действовать при состоянии моря «сильное 7» даже при малой скорости хода в сечении, отстоящем от носового перпендикуляра на расстоянии 0,25L.

Надо отметить, что хотя более часто ударное давление приходится на сечение, отстоящее от носового перпендикуляра на расстоянии 0,1L, чем на другие сечения, расположенные дальше и корму, однако это не значит, что само давление обязательно больше, чем в других местах. Предыдущее относилось только к появлению ударов, а не к их интенсивности.

7. Вероятность слеминга уменьшается при увеличении курсового угла (рис. 66). При курсовом угле 35° вероятность слеминга уменьшается на 30% по сравнению с движением судна навстречу волнению. Интересно отметить, что при

положении судна дало и волнению (курсовой угол 90°) вовсе не наблюдалось сдвига дна при более сильном волнении, чем «умеренное 7», и при скорости судна больше 10 уз.

А интенсивность сдвига растет с увеличением силы волнения, с уменьшением осадки судна и с увеличением до некоторого предела скорости судна. Было найдено, что перемещения « скорости относительного движения волны к носу судна являются наиболее важными факторами, определяющими характерные особенности сдвига. В частности, было установлено, что сдвиг не происходит, пока относительная скорость не превышает некоторого «порогового» значения. Эта «пороговая ско-



Рис. 65. Вероятность появления сдвига в различных условиях волнения (при курсе 0°)



Рис. 66. Вероятность появления сдвига при различных курсах (при скорости судна 10 уз)

1 — курс 0°, 2 — курс 15°, 3 — курс 75°

рость» для судна «Маринер» оказалась равной 3,65 м/с, а для других судов вычисляется по формуле

$$v_{\text{пор}} = 0,093 \sqrt{gL}, \quad (2.1)$$

где g — ускорение силы тяжести.

В. Вероятность выхода из воды дна носовой части судна определяется выражением

$$P_{\text{вн}} = \exp \left(- \frac{r^2}{R} \right), \quad (2.2)$$

где T_d — осадка носом; R — удвоенная дисперсия перемещений в вертикальном движении носа судна относительно воды. Эта дисперсия может быть определена по площади спектра процесса относительного движения или непосредственно при модельном испытании на регулярном волнении. Очевидно, что $R = 2\sigma_r^2$, где σ_r — стандарт относительного перемещения рассматриваемого сечения.

Было также установлено, что вероятность превышения «пороговой скорости» может определяться по формуле:

$$P(v > v_{\text{пор}}) = \exp \left(- \frac{v_{\text{пор}}^2}{R_r} \right), \quad (2.3)$$

где R_r — удвоенная дисперсия относительной скорости. Она может быть определена аналогично R . Очевидно, что $R_r = 2\sigma_v^2$, где σ_v — стандарт относительной скорости сечения.

Так как возможность появления сдвига обусловлена одновременным появлением двух статистически независимых случайных событий: оголения дна носовой оконечности и превышения «пороговой скорости», то вероятность сдвига определяется произведением вероятностей этих событий:

$$P_{\text{сд}} = \exp \left[- \left(\frac{r^2}{2\sigma_r^2} + \frac{v_{\text{пор}}^2}{2\sigma_v^2} \right) \right], \quad (2.4)$$

Число ударов в секунду

$$N_s = \frac{1}{2\pi} \frac{v_{\text{пор}}}{v_r} \exp \left[- \left(\frac{r^2}{2\sigma_r^2} + \frac{v_{\text{пор}}^2}{2\sigma_v^2} \right) \right], \quad (2.5)$$

Плотность вероятности интервалов времени τ между последовательными ударами

$$f(\tau) = N_s e^{-N_s \tau} \quad \text{при } \tau \geq \tau^*, \quad (2.6)$$

где τ^* — минимальный интервал времени между двумя последовательными ударами, равный периоду свободных колебаний при килевой качке судна.

Из анализа данных о зарегистрированных ударах за 30-минутное балластное плавание судна «Маринер» на волнении «сильное 7» со скоростью 10 уз при курсовом угле 0° было установлено:

составляющие данное волнение волны длиной менее 0,7L и более 2,5L практически не вызывают сдвига;

почти все волны длиной от 0,75L до 2,25L и высотой, равной и большей $1/10 L$, вызывают сдвиг. Интересно отметить, что волны высотой, больше $1/10$ их длины, всегда вызывают сдвиг, независимо от их длины, и что в этом случае зона действия сдвига распространяется до сечения 0,25L от носового перпендикуляра (такой сдвиг считается сильным) или еще дальше в корму (такой сдвиг считается очень сильным);

минимальная высота волны, вызывающей сдвиг, равна $1/10$ длины волн. Это полностью согласуется с полученным результатом исследования сдвига на регулярном волнении;

из 84 ударов, зарегистрированных для данных условий плавания, приблизительно 10% приходится на волны, высота которых

была равна или меньше $1/10$ их длины, и во всех этих случаях слеминг был умеренным, т. е. зона его действия по длине судна не распространялась дальше сечения 0,15L от НП. На волны высотой от $1/10$ до $1/5$ их длины приходилось 22 удара (~25% от их общего числа), причем 13 из них были сильными и 9 умеренными. На волны высотой от $1/5$ до $1/2$ их длины приходилось 44 удара (~80% их общего числа), из которых 9 было очень сильных, 28 — сильных и 7 — умеренных. На волнах высотой, равной и большей $1/2$ их длины, приходилось около 16% всех ударов, причем все они были сильными.

11. Все рассмотренные выше результаты относились к двумерному нерегулярному волнению. Хотя оценка влияния трехмерности волнения на характеристики слеминга является весьма актуальной, однако по техническим условиям при рассмотренном испытании оказалось невозможным создание в опытовом бассейне достаточно представительного трехмерного волнения. Пришлось ограничиться волнением, образованным системами волн только двух взаимно перпендикулярных направлений, одна из которых была волнением «умеренное 7», другая — волнением 6. При этом преобладающее направление волн составляло 30–35° с направлением волнения «умеренное 7». Курсовой угол модели составлял 25° с направлением волнения «умеренное 7». Следовательно, курсовой угол составлял 5–10° с преобладающим направлением. Скорость судна при испытании была равна 10 уз. Результаты испытаний при этом двунаправленном волнении сравнивались с соответствующими результатами испытания при однонаправленном волнении «умеренное 7», и были сделаны следующие выводы:

основные статистические закономерности слеминга, полученные для двумерного волнения, сохраняются и для двунаправленного волнения. Например, формы гистограмм ударных давлений в обоих случаях являются совершенно подобными, а интервалы времени между последовательными ударами имеют тот же закон распределения вероятности;

при двунаправленном волнении интенсивность слеминга много меньше, чем в случае длиннопериодного волнения; частота появления слеминга при двунаправленном волнении (0,402) больше, чем при однонаправленном (0,333).

12. Вероятность задвигания палубы является функцией высоты борта судна и относительного движения волны и носовой оконечности судна:

$$P_{\text{зад}} = e^{-\frac{F}{K}}, \quad (2.7)$$

где F — высота надводного борта у носового перпендикуляра. Вероятность задвигания значительно увеличивается при уменьшении надводного борта, т. е. с увеличением осадки судна. Например, при плавании судна «Маринер» кавитацию волнения

«умеренное 7» со скоростью 10 уз при полной осадке вероятности задвигания палубы оказались равной 0,20, при осадке 0,7 от полной эта вероятность оказалась равной только 0,06, а при балластной осадке задвигание не было совсем. При увеличении курсового угла вероятность задвигания уменьшается, особенно при курсовых углах, больших 30°.

При плавании со скоростью 10 уз на волнении «умеренное 7» наибольшее давление на палубу от кавитирующей воды было равным 0,7 кгс/см² при полной осадке и 0,55 кгс/см² при осадке 0,7 от полной.

13. Другой интересной особенностью является волновой слеминг (slarling — шлепание) в носовую часть борта судна, когда оно идет под некоторым углом к бегающим волнам. В этих условиях иногда возникают давления ударного типа. При испытании модели судна «Маринер» вероятность появления волнового слеминга была очень малой при скорости судна 10 уз на курсовых углах от 0 до 45° на волнении «умеренное 7». За 30 мин наблюдалось лишь несколько ударов. Наибольшее ударное давление было зарегистрировано на грузовой якорьник и составило 0,2L от носового перпендикуляра, и оно оказалось равным 1,4 кгс/см² независимо от условий загрузки судна. Несколько выше у развала борта (на высоте 16 м над осевой линией), наибольшее ударное давление оказалось равным 0,5 кгс/см² в тех же условиях плавания.

Кроме волнового слеминга, некоторая сила, вызванная или вертикальным ударом воды, или внезапным быстрым изменением вязкости, иногда воздействовала на носовой развал борта и производила сотрясение корпуса, подобное сотрясению от слеминга. Различие между волновым слемингом и этим явлением заключается в том, что первый не связан с вертикальным движением судна, тогда как второй является результатом движения ядра носа судна. Этот вид ударов может быть серьезным только для судов, имеющих очень большой развал бортов (например, такой, как у авианосцев).

§ 24. Определение статистических характеристик движущего слеминга

Для практического использования формул (2.4) и (2.5) необходимо знать стандарт σ процесса относительных вертикальных перемещений волны и носа судна и стандарт σ_v процесса относительной скорости при действии на судно определенного аэродинамического воздействия, заданного его энергетическим спектром. Значения этих стандартов могут быть определены экспериментально или расчетом.

Если при модельных испытаниях в опытовом бассейне на стационарном нерегулярном волнении сделано достаточно

большое (порядка 200) количество N замеров случайных величин x (относительных перемещений, относительных скоростей); то может быть определено среднее значение случайной величины:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$$

и ее дисперсия

$$D_x = \sigma_x^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2.$$

Считая корпус судна на перегулярином волнении в условиях слежения лодочной системой (это подтверждено данными работы [113]), на которую в качестве внешнего процесса действует перегуляриное волнение с заданным энергетическим спектром, и рассматривая в качестве выходного процесса или относительную вертикальную перемещение волн и носа судна, или относительную скорость этого движения, можно, зная соответствующие амплитудно-частотные характеристики, построить расчетные спектры обоих рассматриваемых процессов. Как известно, площади спектров выходных процессов определяют их дисперсии. Отсюда была получена формула для стандарта любого выходного процесса:

$$\sigma_x = A_{2x} a_x^{\max} U_x(\varepsilon_x),$$

где A_{2x} — высота волны с обеспеченностью 3%, характеризующая заданное перегуляриное волнение; $a_x^{\max}$ — максимальная ордината амплитудно-частотной характеристики судна относительно данного процесса (в рассматриваемом случае это или $a_{\text{пер}}^{\max}$ — для относительного вертикального перемещения, или $a_{\text{ск}}^{\max}$ — для относительной скорости этого движения); $U(x)$ — функция, зависящая только от формы амплитудно-частотной характеристики и коэффициента настроян

$$\varepsilon_x = \frac{T_x^{\max}}{T_{\text{ср}}},$$

где $T_x^{\max}$ — период, соответствующий максимальной ординате амплитудно-частотной характеристики процесса $a_x^{\max}$, а $T_{\text{ср}}$ — средний период волнения.

Исходя из имеющихся данных о формах амплитудно-частотной характеристики относительного перемещения и относительной скорости, В. В. Козляков нашел, что этими формами достаточно удовлетворительно соответствуют функции $U(\varepsilon_x)$, график которых изображен на рис. 67 (для курсового угла 0° и без учета трекшерства волнения).

Наибольшему значению функции $U(\varepsilon_x)$ соответствует наибольшее значение стандарта выходного процесса. Из рисунка видно, что максимум функции $U(\varepsilon_x)$ равен 0,125 и соответствует

коэффициенту настроян $\frac{T_x^{\max}}{T_{\text{ср}}} = 1,18$ как для относительного перемещения, так и для относительной скорости. Если средний период волнения, соответствующий максимуму функции $U(\varepsilon_x)$, считать критическим и обозначить через $T_{\text{кр.пр.}}$, то $T_{\text{ср.пр.}} = \frac{T_x^{\max}}{1,18} = 0,857 T_x^{\max}$. Следовательно, наиболее опасным в отношении длиннотного сдвига является перегуляриное волнение, средний период которого равен примерно 0,85 периода, соответствующего максимуму амплитудно-частотной характеристики.

Анализ имеющихся данных о максимальных значениях амплитудно-частотных характеристик относительных вертикальных перемещений волн и носа судна и относительной скорости $a_{\text{ск}}^{\max}$ показал, что эти максимумы зависят главным образом от длины судна и его скорости, от отношений L/B и L/T , δ , формы обводов носовых шпангоутов, а также от продольного радиуса инерции масс судна. В первом приближении стандарты относительных перемещений и скорости можно определить по графикам рис. 68 и 69 в зависимости только от длины судна, его скорости и интенсивности волнения (при расчете этих графиков принималось, что $L/B = 7$, $\delta = 0,7$ и продольный радиус инерции масс судна равен 0,24L).

Для получения более точных значений максимальных ординат амплитудно-частотных характеристик относительных перемещений и скорости носовой оконечности, а также формы этих характеристик необходимо рассмотреть относительное движение корпуса судна и волнового профиля регулярных волн. При этом вертикальные, горизонтальные и вращательные движения корпуса судна необходимо определять в системе неподвижных координат (ξ, ζ), а геометрические характеристики положений точек корпуса — в системе подвижных, жестко связанных с корпусом координат x, z (рис. 70). Будем считать, что начало подвижной системы координат O расположено в центре тяжести судна и находится в плоскости модели. В некоторый начальный момент



Рис. 67. График функции $U(\varepsilon)$ для относительных вертикальных перемещений и скорости.

1 — перемещение; 2 — скорость.

время, когда судно находится на тихой воде без хода, начало неподвижной системы координат O_0 совпадает с центром O , совпадают также и координатные оси. На волнении без хода судно совершает вертикальную и килевую качку, при которой центр тяжести судна S , следовательно, начало Координат O совершает вертикальные колебания, то поднимаясь над точкой O_0 , то опускаясь ниже от нее. В это время оси Ox и Oz совершают колеба-



Рис. 68. Спидометры сподостельных переключений.



Рис. 69. Стандарты относительных скоростей.

дана вокруг горизонтальной поперечной оси, приблизительно проходящей через центр тяжести судна (в действительности эта ось проходит через центр тяжести площади действующей нагрузки). Если судно движется по волнам с постоянной поступательной скоростью u , и параллельной далью оси ОЕ, то приближенно (пренебрегая влиянием корпуса судна на структуру волны) можно считать, что нестационарные и кратчайшие перемещения

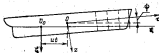


Рис. 70. Системы координат

отдельных точек корпуса судна при вертикальной килевой качке останутся такими же, как и при отсутствии хода, но только с тем различием, что период этих колебаний не будет уже равным истинному периоду волны T , а станет равным периоду встречи с волнами, который называется кажущимся периодом

— 150 —

где c — скорость перемещения профиля волны. Знак плюс в знаменателе относится к случаю судна внаветру волнам, знак минус — к движению судна на попутных волнах.

Соответственно для кажущейся круговой частоты можно написать

$$\omega_{\pm} = \omega \left(1 \pm \frac{u}{c} \right),$$

При поступательном движении судна начало подвижной системы координат O перемещается в неподвижной системе координат со скоростью u . Поэтому, если при отсутствии лоды, учитываем малую величину угла наклона яхтской качки φ , можно считать $\frac{1}{2} = x$, то при наличии лоды

$$t = n\tau + \pi$$

где t — время движения точки O от точки O_0 .

Однако горизонтальные перемещения корпуса судна не оказывают влияния на вертикальные перемещения сплюснутых сегментов, которые только и необходимо здесь рассмотреть, причем лишь для случая, соответствующего максимальным значениям вертикальных перемещений. Угловая скорость, примем, что в начальный момент времени $t = 0$ судно находится на поверхности волны; длина которой равна длине судна $l = L_0$ и неподвижная система координат раскладывается так, что ось Ox_0 совпадает с уровнем тихой воды, а ось Oz_0 лежит в плоскости малой и пересекает подошву волны. Вертикальные перемещения, направленные вниз, будем считать положительными, а волны косинусоидальными. Обозначим:

T_{20} — осадка на тихой воде шпангоута, расположенного на расстоянии x в нос от миделя;

$T_{\text{ш}}$ — осадка того же шпандута на волне в момент времени t ;

$\xi_{\text{ст}}$ — вертикальное перемещение того же шпайгоута относительно поверхности воды в момент времени t ;

 ξ_0 — ордината волновой поверхности; ξ — вертикальное перемещение центра тяжести судна (мм);

делового спящего) при

Так как вертикальные перемещения какого-либо носового сечения (шпангоута), отстоящего на расстоянии l от носа, относительно поверхности воды определяются разностью осадок этого сечения на волне и на тиллой воде, то уравнения относительных вертикальных перемещений $\xi_{\text{отн}}$ и относительных скоростей $\dot{\xi}_{\text{отн}}$ имеют вид

$$T_{22} = T_{21} - T_{12} = \zeta + x\psi - \zeta_0 \quad (2.8)$$

$$\xi_{n+1} = \xi_n + \Delta \xi_n = \xi_n \quad (2.9)$$

где точками обозначены производные по времени t .

Уравнение (2.8) показывает, что в любой момент времени разность осадков сечения судна на волке и на тихой воде равна разности между вертикальным перемещением этого сечения от

вертикальной и килевой качки $\zeta + x\varphi$ и ординатой волновой поверхности ζ_0 .

В момент выхода из воды сечения $T_{x0} = 0$, и согласно (2.8) имеем

$$-T_{x0} = \zeta + x\varphi - \zeta_0 \quad (2.10)$$

Уравнение (2.10) показывает, что сечение выходит из воды, когда разность между вертикальным (направленным вверх) перемещением сечения от качки и ординатой волны в том же сечении оказывается равной осадке этого сечения на такой воде.

В уравнениях (2.8) — (2.10) ордината волны длиной λ и высотой h равна

$$\zeta_0 = \frac{h}{2} \cos(\omega t + \frac{2\pi x}{\lambda}) \quad (2.11)$$

вертикальное перемещение центра тяжести судна (мидельового сечения) при вертикальной качке

$$\zeta = c_1 \cos(\omega_0 t + \epsilon_1) \quad (2.12)$$

угловое перемещение судна при килевой качке

$$\varphi = c_2 \cos(\omega_0 t + \epsilon_2) \quad (2.13)$$

где c_1 и c_2 — амплитуды вертикальной и килевой качки; ϵ_1 и ϵ_2 — фазы вертикальной и килевой качки; ω и ω_0 — истинная и кажущаяся частоты волны.

Е. А. Павлюков [41], используя полученные из уравнений качки аналитические выражения для определения амплитуды и фазовых углов, входящих в (2.12) и (2.13), и подставляя (2.11) — (2.13) в (2.8) и (2.9), получая при $\lambda = L$ следующие приближенные формулы для относительных вертикальных перемещений и относительных скоростей:

$$\zeta_{\text{от}} = T_{x0} - T_{x0} = \frac{h}{2} c_1 \cos(\omega_0 t + \epsilon_1) \quad (2.14)$$

$$v_{\text{от}} = -\frac{h}{2} c_1 \omega_0 \sin(\omega_0 t + \epsilon_1) \quad (2.15)$$

В работе [41] показано, что в формулах (2.14) и (2.15) значения коэффициентов c_1 и углов сдвига в между волной и перемещением и скоростями сечений можно с достаточной практической точностью считать одинаковыми. Здесь же приведена таблица коэффициентов c_1 для теоретических шпангоутов с 0-го по 5-й при их осадках по ровный киль, равных 0,047L, 0,035L и 0,028L, и при числах Фруда, равных 0,1 и 0,2, в зависимости от коэффициентов полноты грузовой ватерлинии, равных 0,6; 0,7; 0,8 и 0,9. Эти коэффициенты вычислены применительно к так называемым «средним» судам, у которых коэффициенты общей полноты и полноты ватерлинии связаны известной эмпирической

зависимостью $\delta = 1,54n + 0,524$, а продольный момент инерции масс судна можно определять по известной эмпирической формуле $I_{x0} = 0,07 \frac{\pi}{g} D L^3$, что вполне допустимо для большинства

транспортных судов (соответственно продольный радиус инерции $r_{x0} = 0,023 \pm 0,25L$).

Надо отметить недостаточную обоснованность сделанного в работе [41] предположения о возможности при оценке сдвига ориентироваться на среднее значение продольного радиуса инерции масс, равное $\sim 0,24L$. Такое значение действительно часто считается средним для грузовых судов при полной их нагрузке, т. е. при их осадке по проектную грузовую ватерлинию. Условно же интенсивного движущего сдвига возникает для грузовых судов при плавании их с балластом с малыми средними осадками и с еще меньшими осадками носом, т. е. тогда, когда распределение масс по длине судна может быть существенно иным, чем при полном водоизмещении данного судна. Сколько-нибудь обстоятельных статистических данных о значениях продольного радиуса инерции для судов в балластном состоянии нагрузки не имеется. Но даже если бы и оказалось, что и в условиях балластного плавания среднее значение радиуса инерции близко к $0,24L$, то это никак не исключает возможности в ряде случаев значительного отклонения действительных его значений от среднего.

При выводе формул (2.14) и (2.15) корпус судна принимался жестким, а ватерлинии параболическими; качка считалась линейной даже при оглоули корпуса судна.

В работе [41] выполняли сопоставление вычисленных по приближенным формулам (2.14) и (2.15) значений с данными замеров этих же величин при модельных испытаниях танкеров «София», «Рихард Зорге» и сухогрузного судна «Левинский комсомолец», которое показало вполне удовлетворительную согласованность результатов расчета с данными эксперимента.

Хотя эти приближенные формулы подлежат дальнейшей проверке, их использование целесообразно для простого, хотя и приближенного определения относительных вертикальных перемещений и относительных скоростей носовых шпангоутов и условий регулярного волнения. В табл. 32 приведены некоторые значения коэффициентов c_1 в формулах (2.14) и (2.15), заимствованные из работы [41] и подвергнутые незначительному сглаживанию в соответствии с выводами, полученными в [41], о распределении по длине корпуса амплитуд относительных перемещений и скоростей шпангоутов сечений по закону, близкому к линейному.

Рассмотрение этой таблицы показывает, что влияние коэффициента полноты площади грузовой ватерлинии δ на коэффициент c_1 невелико и характер этого влияния неодинаков для

Значения c_h в формулах (2.14) и (2.15)

Fr	Отношение осадки от 100 к длине L	в при $T=0,005L$			в при $T=0,002L$		
		0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9
0,10	0,00	2,83	2,79	2,75	2,87	2,82	2,53
	0,05	2,47	2,44	2,41	2,52	2,27	2,23
	0,10	2,11	2,09	2,08	1,97	1,86	1,82
	0,15	1,75	1,75	1,75	1,62	1,61	1,60
	0,20	1,39	1,41	1,43	1,28	1,29	1,30
	0,25	1,03	1,07	1,10	0,95	0,97	0,99
0,20	0,00	3,48	3,33	3,39	3,56	3,58	3,60
	0,05	3,45	3,30	3,34	3,12	3,30	3,24
	0,10	3,01	3,03	3,18	2,75	2,88	2,92
	0,15	2,57	2,66	2,75	2,35	2,45	2,55
	0,20	2,13	2,24	2,35	1,94	2,03	2,16
	0,25	1,69	1,82	1,94	1,54	1,68	1,83

разных носовых сечений по длине судна: для носового перпендикуляра увеличению α соответствует уменьшение c_h , а для сечений, отстоящих на расстоянии $0,25L$ от носового перпендикуляра, увеличению α соответствует увеличение c_h . Изменение средней осадки судна оказывает лишь небольшое влияние на величину c_h : при уменьшении этой осадки на 20% (от 0,035L до 0,028L) коэффициенты c_h (следовательно, амплитуды относительных перемещений и относительных скоростей сечений) уменьшаются в пределах 5—10%. Если при увеличении осадки перемещения и скорости сечений уменьшаются, а интенсивность slamming, как известно из предыдущего, существенно увеличивается, то это может происходить только за счет значительного увеличения продолжительности оголенной носовой части днища, или, другими словами, длины зоны удара. Увеличение длины этой зоны при уменьшении осадки всегда имеет место, оно сопровождается также ростом ширины плоской части днища, поддерживающейся удару. Кормовая граница зоны удара определяется тем сплюснутым сечением, для которого амплитуда вертикального перемещения относительно поверхности волны равна осадке этого сечения на такой воде, т. е. определяется равенством:

$$\frac{h}{2} c_h = T_{\text{кр}} \quad (2.16)$$

Следовательно, абсцисса точки пересечения графиков (прямых)

$\frac{h}{2} c_h = f(x)$ и $T_{\text{кр}} = \varphi(x)$ определяет кормовую границу зоны удара.

§ 25. Ударные давления

Ударные гидродинамические давления при slamming не только являются непосредственной нагрузкой на конструкцию носовой оконечности, но их воздействие на корпус служит также причиной его общего динамического изгиба. Поэтому знание аналитич распределения по поверхности корпуса этих давлений необходимо для всесторонней характеристики slamming.

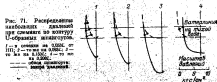


Рис. 71. Распределение наибольших динамических давлений при slamming по контуру U-образных шпангоутов.
1 — в осевой на 0,005L от НП; 2 — то же на 0,01L; 3 — то же на 0,02L; 4 — то же на 0,05L.
— общая картина; --- корпус днища.

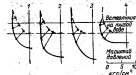


Рис. 72. Распределение наибольших динамических давлений при slamming по контуру V-образных шпангоутов.
1 — в осевой на 0,01L от НП; 2 — то же на 0,02L; 3 — то же на 0,05L; 4 — то же на 0,1L.
— общая картина; --- корпус днища.

Результаты модельных испытаний. Описанные выше модельные испытания М. Очн выявили основные закономерности, которыми подчинены ударные давления при slamming.

Наибольшие давления при slamming не в регулярных волнах. На рис. 71 и 72 показаны распределения наибольших давлений, измеренных в высотах водного столба, соответствующих для моделей с U-образными и V-образными носовыми шпангоутами. Эти данные относятся к наиболее тяжелым при испытании условиям slamming, когда длина волны равна длине судна, наибольшая высота волны равна $1/36$ длины, осадка наименьшая (средняя 0,033L, носовая 0,0133L) при наиболее опасном с точки зрения slamming относительных скоростей судна, составляющих $Fr=0,285$ для U-образных и $Fr=0,522$ для V-образных обводов носовых шпангоутов. Следует обратить

внимание на то, что кривые на рис. 71 и 72 являются огибающими наибольших давлений в каждой точке сечения. Максимальное давление при ударе первоначально возникает у килля в момент контакта его с поверхностью воды, а затем быстро перемещается к скуле. Так же быстро пик давления перемещается по дну судна. Например, для перемещения давлений от носа до сечения, отстоящего на расстоянии $0,3L$ от носового перпендикуляра, на натурном судне требуется только $0,14$ с.

На рис. 73 показаны нанесенные на растяжку наружной обшивки контуры зоны действия максимальных давлений при срезании дна.

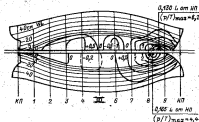


Рис. 73. Контуры зоны максимальных давлений при срезании дна судна.

нинг в тех же условиях, что и для рис. 71 и 72. Так как давления распределяются относительно ДП симметрично, то изображены только для одного борта (левой модели; верхняя часть рисунка относится к модели с U-образными обводами носовых шпангоутов, нижняя — к модели с V-образными обводами). Числа на контурных линиях показывают отношение давлений p к осадке в данном месте T .

На рис. 73 видно, как существенно влияет форма обводов носовых шпангоутов на интенсивность давлений при срезании и площадь дна, подвергающуюся этим давлениям. Отношение наибольшего импульсного давления к осадке при U-образных носовых шпангоутах, равное $6,2$, на 40% больше, чем при V-образных шпангоутах, когда это отношение равно $4,4$. Различия и отстояния от носового перпендикуляра сечений, в которых действуют наибольшие давления. Если это отстояние при U-образных шпангоутах равно $0,130L$, то при V-образных шпангоутах, оно равно $0,165L$. Следовательно, тем полнее носовые шпангоуты, тем больше интенсивность давлений при срезании и тем ближе к носовому перпендикуляру находится максимум этих давлений. При V-образных шпангоутах интенсивность давлений меньше, а площадь дна, подвергающегося срезанию, больше, чем при U-образных шпангоутах (при U-образных шпангоутах распространяется от носового перпендикуляра в корму до сечения $0,4L$, тогда как при V-образных шпангоутах до сечения $0,4L$). Поэтому суммарная сила удара как при V-образных шпангоутах, так и при U-образных оказывается практически одинаковой.

Влияние относительной вертикальной скорости корпуса. Теоретически считается, что ударные давления в каждом сечении пропорциональны квадрату относительной вертикальной скорости сечения при движении корпуса вниз, настрелу волны. В эксперименте было установлено, что такая зависимость приблизительно выполняется, причем срезание не возникает, если эта скорость в сечении меньше некоторой «пороговой» относительной скорости, оказавшейся равной $3,5$ м/с в пересчете на натурное судно.

Влияние скорости судна. На рис. 74 показаны отношения давлений при срезании к осадке в ряде носовых сечений судна с V-образными носовыми шпангоутами в зависимости от скорости судна (при $\lambda = L$, $A = 0,033L$, $T_{\text{ср}} = 0,033L$ и $T_{\text{н}} = 0,0133L$). Видно, что до некоторого значения скорости, соответствующего примерно $Ft = 0,1$, ударные давления не возникают, при увеличении скорости сила давления быстро растет и достигает своих наибольших значений в различных сечениях при разных скоростях, после чего уменьшается. Чем ближе сечение расположено к носовому перпендикуляру, тем при меньшей скорости достигается к нему наибольшее давление при срезании. Следовательно, чем больше скорость, тем дальше в корму смещается сечение с наибольшим давлением. На рис. 75 крайние U и V показывают отстояния от нулевого перпендикуляра сечений с наибольшими давлениями в зависимости от скорости судна с U-образными и V-образными носовыми шпангоутами. Эти кривые получены расчетом по теории И. Ватазаве [147].



Рис. 74. Зависимость относительных импульсных ударных давлений от скорости судна.

L — длина корпуса на $0,086L$ от НП; 1 — по теор. на $0,130L$, 2 — по теор. на $0,165L$, 3 — по теор. на $0,200L$, 4 — по теор. на $0,235L$.



Рис. 75. Влияние скорости судна на отстояние от нулевого перпендикуляра сечений с наибольшими давлениями в зависимости от скорости судна с U-образными и V-образными носовыми шпангоутами.

Эти кривые получены расчетом по теории И. Ватазаве [147].

Относительно этих кривых М. Оге замечает, что результаты его модельных экспериментов и данные исследований повреждений днища от сдвигания хорошо согласуются с ними. Видно, что на судне с U-образными носовыми шпангоутами при увеличении скорости наибольшее давление при сдвигании смещается в корму от сечения 0,075L до сечения 0,175L от носового перпендикуляра, а при V-образных шпангоутах это смещение происходит от 0,05L до 0,20L.

Влияние высоты волны. В общем случае давления при сдвигании увеличиваются с ростом высоты волны. Однако

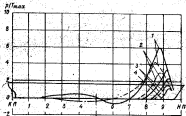


Рис. 76. Распределение давлений от сдвигания по длине судна при различных осадках.

— U-образные шпангоуты; — V-образные шпангоуты.
1 — при $T/L=0,300$; 2 — при $T/L=0,360$; 3 — при $T/L=0,26$; 4 — при $T/L=0,360$.

волны, высота которых меньше $1/3$ длины судна, не вызывают сдвигания. Степень распространения давления при увеличении высоты волны зависит не только от формы обводов носовых шпангоутов, но также и от отстояния рассматриваемого сечения от носового перпендикуляра. Например, в сечении, отстоящем от НП на расстоянии 0,147L при U-образных и на расстоянии 0,174L при V-образных шпангоутах, увеличение давления было большим при одном и том же увеличении высоты, чем в сечениях, соответственно отстоящих от НП на расстояниях 0,053L и 0,093L. Кроме того, давления растут быстрее, если высота волны становится больше $1/3$ длины судна.

Влияние осадки судна. Как видно из рис. 76, на котором показано распределение наибольших давлений при сдвигании (в долях от осадки при полной нагрузке) по длине судна при разных его средних осадках, увеличение осадки, как пра-

вило, приводит к уменьшению давлений и к смещению в нос сечения, в котором действуют максимальные по длине давления.

На рис. 77, построенном по данным рис. 76, показано изменение нормовых границ зон давлений при сдвигании в зависимости от осадки для судов с U-образными и V-образными носовыми шпангоутами. Эти диаграммы показывают, как значительно уменьшается площадь днища, подвергающаяся сдвиганию, при увеличении осадки. Например, при «легкой» осадке, соответствующей $1/3$ полной нагрузки, давления распространяются от носового перпендикуляра до сечения 0,30L или 0,37L соответственно при U-образных или V-образных носовых шпангоутах; при осадке, соответствующей половинной нагрузке судна, они рас-

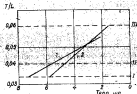


Рис. 77. Границы зон давлений от сдвигания при различных осадках:

1 — при $1/3$ полной нагрузки;
2 — при $1/2$ полной нагрузки;
U — U-образные шпангоуты;
V — V-образные шпангоуты.

пространяются только до сечений 0,23L и 0,28L соответственно; при осадке, соответствующей полной нагрузке судна, — только до сечения 0,1L. Следовательно, увеличение осадки благоприятно не только для уменьшения наибольших давлений при сдвигании, но и для сужения площади днища, подвергающейся сдвиганию, т. е. для уменьшения повреждений днища.

На основании модельных испытаний в работе [114] составлена табл. 33 наибольших значений давлений при сдвигании, выраженных в долях осадки с полным грузом при различных условиях нагрузки, скоростях судна и высоте волн. Из этой таблицы видно:

давления тем больше, чем больше скорость судна и высота волны;

во всех случаях давления при U-образных шпангоутах существенно больше, чем при V-образных шпангоутах;

при U-образных шпангоутах и ходе судна со скоростью 20 уз на регулярных волнах высотой $L/20$ сдвигательные давления в 6 раз больше, чем гидростатическое давление на тихой воде при наибольшей проектной осадке без хода. В тех же условиях для V-образных шпангоутов превышение составляет 4,8 раза.

Таблица 28

Наибольшие возможные давления, выраженные в даках осадки судна с полным грузом, при различных условиях нагрузки, скорости судна и высоте волны

Условия нагрузки	Скорость судна, уз	Удары волны наклонной		Удары волны поперечной	
		$k=1,20$	$k=1,00$	$k=1,00$	$k=1,00$
Осадка (легкая), соответствующая $1/3$ полной нагрузки	10	1,23	1,58	0,85	1,18
	15	2,84	4,36	2,30	4,28
	20	3,38	6,06	2,40	4,80
Осадка, соответствующая $1/3$ полной нагрузки	10	0,50	0,65	0,30	0,41
	15	1,17	1,80	0,80	1,47
	20	1,39	2,30	0,84	1,68

Протяженность зоны повреждений. Высота ударных напряжений в конструкциях днища косовой оконечности, которые могут стать причиной повреждений корпуса в этом районе, были замерены между сечениями, отстоящими от носового перпендикуляра на расстояниях 0,1L и 0,2L. Протяженность

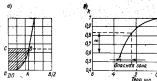


Рис. 78. К определению протяженности зоны повреждений: a — нахождение в сечении 0,1L от НП коэффициента k; b — максимум длины зоны повреждений от коэффициента k.

зоны, в которой возможны повреждения, M. Они предложены определять в зависимости от коэффициента k, который представляет собой коэффициент полноты площади шпангоута, отстоящего на расстоянии 0,1L от носового перпендикуляра и погруженного по осадку, равную половине осадки судна с грузом (рис. 78). Поскольку для типичных морских грузовых судов $k=0,60-0,83$, то зона повреждений, как видно на рисунке, находится в пределах 0,12—0,18L от носового перпендикуляра.

Закон распределения ударных давлений. Сила гидродинамического удара при движении сменяется является случайной величиной. Она зависит от волнения, скорости судна, курсового угла и т. д. Статистические характеристики максимальных ударных давлений определяются распределением вероятностей в виде гистограмм (рис. 79 и 80). Гистограммы рис. 79 относятся к ударным давлениям, наблюдаемым в сечении 0,1L

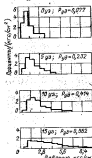


Рис. 79. Гистограммы ударных давлений при различных скоростях судна.

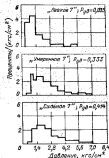


Рис. 80. Гистограммы ударных давлений при волнении различной интенсивности, скорости судна 10 уз, безымянной осадки и без нагрузки.

от носового перпендикуляра при различных скоростях судна по волнению «случайное 7». Из этих гистограмм может быть установлена вероятность того, что ударное давление превысит определенное значение. Например, вероятность превышения (обеспеченность) ударного давления 5,6 кг/см² при скорости судна 10 уз равна 0,04. Это условная вероятность, т. е. вероятность данного ударного давления при условии, что сменяет произойдет. Вероятность возникновения сменяет при этой скорости равна 0,414 (на рис. 79 вероятности P_{70} указаны). Поэтому обеспеченность данного ударного давления равна произведению двух указанных вероятностей, т. е. 0,0166. Таким образом, за 30-минутное плавание (соответствующее истечению примерно

300 циклов волн) давление, большее 5,6 кгс/см², при данной скорости повышается 3 раза. При скорости 15 уз такое же ударное давление повышается 17 раз.

На рис. 79 видно, что при небольших скоростях судна гистограммы концентрируются в районе малых значений ударных давлений, а при высокой скорости судна распределение охватывает широкий диапазон давлений. Следовательно, с ростом скорости судна увеличивается среднее значение и дисперсия давлений.

На рис. 80 показаны гистограммы для различных состояний волнения при скорости судна 10 уз, балластной осадки и ходе встречного волнения.

Результаты испытаний показали, что дисперсия ударных давлений увеличивается с увеличением силы волнения и уменьшается с ростом курсовых углов и при увеличении осадки.

Плотность вероятности ударных давлений при движении слеминга описывается усеченным экспоненциальным законом:

$$f(p) = \frac{1}{2R_0 c} \exp\left(-\frac{p - p^*}{2R_0 c}\right), \quad (2.17)$$

где R_0 — удвоенная дисперсия относительной скорости волны и лосовой оконечности судна; c — постоянная, зависящая от формы обводов рассматриваемого сечения; $p^* = 2cR_0$ — пороговое давление ($v_{кр}$ — пороговая относительная скорость).

Обеспеченность некоторого ударного давления p_0 определяется уравнением

$$Q(p_0) = \exp\left(-\frac{p_0 - p^*}{2cR_0}\right). \quad (2.18)$$

Важно отметить, что (2.18) определяет условную вероятность превышения некоторого давления. Поэтому полная вероятность превышения этого давления при заданном волнении и при данной скорости судна равна произведению двух вероятностей, определенных уравнениями (2.4) и (2.18). Для того чтобы установить, сколько раз ударное давление превысит некоторое значение в течение определенного времени плавания, надо умножить время плавания в секундах на произведение величин, полученных по уравнениям (2.5) и (2.18). Например, число превышений давления p за один час (3600 с) равно

$$N_p = \frac{1800}{c} \frac{v_{кр}}{c} \exp\left[-\left(\frac{T_p^2}{2c^2} + \frac{v_{кр}^2}{2c^2} + \frac{p - p^*}{4cR_0}\right)\right]. \quad (2.19)$$

В работе [117] приводятся следующие формулы для характерных значений ударных давлений

$$p_{1/10} = 2c(v_{кр}^2 + 2,10R_0); \quad (2.20)$$

$$p_{1/100} = 2c(v_{кр}^2 + 3,30R_0). \quad (2.21)$$

Хотя по данным рис. 79 и 80 большие дисперсии ударных давлений и связаны с высокой вероятностью слеминга, тем не менее эти давления не являются функцией вероятности слеминга. Значения давлений зависят от относительной скорости носа судна и волны и от формы обводов рассматриваемого сечения, тогда как вероятность слеминга определяется и относительным перемещением, и относительной скоростью. Поэтому высокая вероятность слеминга не обязательно соответствует большой дисперсии ударных давлений.

Наибольшие давления на нерегулярном волнении. Следует отметить, что максимальное для данного сечения судна и для данных условий плавания ударное давление не всегда появляется одновременно с максимальными давлениями в других сечениях. Иногда такое давление возникает вблизи сечения, отстоящего на 0,25L от носового переделакуляра, а затем перемещается в нос. Иногда оно возникает вблизи сечения 0,1L от носового переделакуляра и перемещается в корму. Время перемещения от сечения 0,1L до сечения 0,25L (или обратно) приблизительно равно от 0,15 до 0,30 с. Довольно часто максимальные ударные давления действуют по всему днищу судна почти одновременно.

Эти три случая встречаются беспорядочно от цикла к циклу и полностью зависят от фазового сдвига между волной и движением носа судна в момент удара.

Характер распределения давлений по длине судна также меняется от цикла к циклу, поэтому целесообразно для каждой скорости судна вычертить огибающие кривые распределения давлений, которые показывают места приложения максимальных ударных давлений, наблюдаемых за 30 мин плавания судна. Такие огибающие показаны на рис. 81 для судна с балластной осадкой при плавании на волнении разной интенсивности и с разной скоростью. Видно, что с ростом интенсивности волнения или скорости судна место приложения наибольшего давления смещается к корме, а также значительно расширяется район действия ударных давлений.

Влияние скорости судна и интенсивности волнения на ударные давления в различных сечениях судна иллюстрирует также рис. 82 (судно с балластом, движение вразрез волнам). При определенных сочетаниях этих факторов давления могут превышать уровень, соответствующий наибольшей несущей способности листов днища натурального судна.

На рис. 83 показаны максимальные ударные давления в различных сечениях при разных условиях нагружения судна и курсовых углах. Интересно отметить, что при волной и поперечной нагрузках ударные давления остаются почти неизменными вплоть до курсового угла 45°. Они значительно меньше, чем при балластной нагрузке. При полной нагрузке в сечении 0,20L слеминг не наблюдался.

Распределение погонной силы удара $F_{\text{уд}}$, равные произведению ударного давления на ширину водского движения в сечении, показано на рис. 84 для волнения «сильные 7» при балластной осадке в курсовом угле U° . Предполагалось, что наибольшее давление действует одновременно во всем районе удара. Суммарная сила удара, действующая на корпус судна и вызывающая в нем волнителные напряжения, определяется площадью кривой рис. 84, а центр тяжести этой площади — точкой приложения суммарной силы удара. На рисунке видно, как значительно уве-

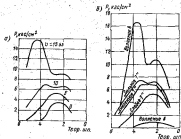


Рис. 81. Огибающие яркости распределения наиболее ярких ударных давлений вдоль судна: 4 — на водонези «сильнее 7», 6 — при скорости судна 7,5 уз.

личивается суммарная сила удара с ростом скорости судна. Учитывая конструкцию судна «Маринер», можно сделать вывод о невозможности плавания этого судна при баллистической осадке со скоростью 15 уз в случае состояния волнения «сильного 7» на курсовых углах, близких к 0°.

В табл. 34 приведены значения суммарной силы удара Q для судна «Маример» при различных состояниях волнения. Из таблицы видно, как резко возрастает ударная сила при увеличении интенсивности волнения. При волнении более слабом, чем волнение «легкое 7», серьезного slamming не будет даже при высоких скоростях судна.

Влияние условий нагрузки на суммарную силу удара видно на рис. 85.

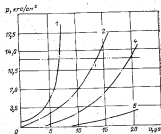
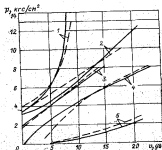


Рис. 82. Наибольшие ударные давления в различных частях зуба.

1 - извещение № 1; 2 - заявление владельца №1; 3 - уведомление №1
4 - уведомление №1; 5 - уведомление №1.

Суммарная сила удара для судна «Маринер»

Волнения	Скорость, км/ч	Суммарная сила удара, кН	Волнения	Скорость, км/ч	Суммарная сила удара, кН
Волнение 6 ($H_{0,9} = 5,25$ м)	10	125	«Сильное 7» ($H_{0,9} = 13,9$ м)	0	610
	15	565		5	1240
«Сильное 7» ($H_{0,9} = 10$ м)	10	1380		10	2325
	15	1890		15	3815
	20	4640	Волнение 8 ($H_{0,9} = 16,5$ м)	0	905
				5	1410

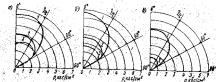


Рис. 83. Зависимость ударных давлений от курсового угла в состоянии кабрирования судна (волнение суммарное 7а, скорость 10 м/с): а — в отсечке на 0,1L от НП; б — то же на 0,15L; в — то же на 0,30L.

1 — парашют; 2 — судно нагружено плавучестью; 3 — судно с полным грузом.

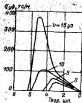


Рис. 84. Распределение погонной силы удара по длине судна.



Рис. 85. Зависимость суммарной силы удара от курсового угла в состоянии нагруженного судна (волнение суммарное 7а, скорость 10 м/с).

1 — судно парашют; 2 — судно нагружено плавучестью; 3 — судно с полным грузом.

Расчетное определение давлений. Для реальной жесткости конструкций носовой оконечности и значимой относительной скорости сечений можно принимать, что давление при диническом ударе в момент удара в сечении приблизительно пропорционально квадрату вертикальной скорости относительного движения волны и входящего в воду сечения судна. Следовательно,

$$p = kv^2 \quad (2.22)$$

где p — давление, кгс/см²; v — относительная скорость сечения и волны, м/с; k — постоянная, зависящая от формы входящего

в воду сечения, кгс/см²·с²/м² [выше в формулах (2.17)–(2.21) величина $k = 2\epsilon$].

Надо отметить, что экспериментально замеренные давления не всегда пропорциональны квадрату скорости v . Этот показатель степени зависит от ряда факторов, в первую очередь — от жесткости конструкции и от относительной скорости соударения.

Выяснено, что величина k не зависит от скорости судна и от интенсивности нерегулярного волнения. Следовательно, она может быть получена при модельном эксперименте на регулярном волнении.

Современные попытки теоретического определения величины k с учетом сжимаемости воды и демпфирующего влияния захваченного под днище судна воздуха не дают положительных результатов, несмотря на то что теоретические расчеты достаточно хорошо подтверждаются экспериментами при свободном падении на воду диверсионных моделей. Эти расчеты и эксперименты дают значения коэффициента k существенно большие, чем определяются на плавучих моделях в условиях вертикальной и килевой качки. Например, при свободном падении на воду модели судна «Маринер» были зарегистрированы существенно большие значения k , чем по замерам на той же модели при плавании на волнении. Следовательно, давления, получаемые в модельных экспериментах на волнении, существенно меньше, чем при опытах бросания той же модели, при одинаковой скорости входа сечений в воду.

В отношении зависимости ударного давления при сдвиге от формы обводов носовых шпангоутов выше грузовой ватерлинии в ряде опытов было установлено, что при U-образных обводах давления ниже, чем при V-образных, при одинаковых условиях соударения. Также было установлено [115], что судно с V-образными носовыми шпангоутами может иметь скорость на волнении значительно большую, чем судно с U-образными шпангоутами на том же волнении, прежде чем начнет испытывать

слеминг той же интенсивности. Следовательно, можно считать, что при прочих равных условиях судно, имеющее более острые сечения носовых шпангоутов, меньше подвержено действию слеминга.

В работе [117] рассмотрена зависимость характеристик длиннотного слеминга от формы носовых шпангоутов. По экспериментальным данным было установлено, что в любом носовом сечении удар при слеминге заканчивается, когда сечение погружается в волну на глубину, равную 0,08 проектной грузовой осадки судна T (для удобства предлагается считать эту глубину равной 0,17). В связи с этим сделан вывод, что на ударное давление k , следовательно, на коэффициент k может оказывать влияние форма лишь той части длиннотных шпангоутов, которая находится ниже уровня, отстоящего от килля на высоту 0,17. Этот вывод был проверен и подтвержден в экспериментах на модельных суднах «Маринер». В одной серии этих моделей при постоянной форме нижней части носовых шпангоутов изменялись в широких пределах обводы их верхних частей, при этом давления оказывались одинаковыми. У другой серии моделей менялась только форма нижних частей шпангоутов на высоте 0,17 от килля; при этом ударные давления соответствовали наименьшим форм нижних частей шпангоутов.

На основании изучения ударных давлений при длиннотном слеминге предложено [117] определить величину k (в $\text{кг/см}^2 \cdot \text{с}^2/\text{м}^3$) в формуле (2.22) по уравнению

$$k = 0,07 \exp [-3,599 + 2,419a_1 - 0,873a_2 + 9,624a_3], \quad (2.23)$$

где a_1 , a_2 и a_3 — коэффициенты конформного отображения форм длиннотных сечений судна на высоте 0,17 от килля, для определения которых разработана машинная программа. М. Очевидно, называть величину k коэффициентами формы длиннотных частей носовых сечений судна.

Практический метод расчета характеристик длиннотного слеминга. Этот метод, опирающийся на современные данные экспериментально-теоретических исследований, служит для определения характеристик слеминга при проектировании судна, когда известны его обводы и условия плавания [117]. Расчет выполняется в следующем порядке.

1. Определяют путем расчета для модельных испытаний амплитудно-частотные характеристики для относительных вертикальных перемещений и скоростей каждого шпангоутного сечения, в котором будут подвешиваться ударные давления при слеминге. По заданному волновому спектру и амплитудно-частотным характеристикам строят спектры выходных процессов для нахождения удвоенных дисперсий R и R_u , входящих в формулу (2.4) для вероятности появления слеминга, в формулу (2.5) для числа ударов в единицу времени и в выражение (2.17) для плотности вероятности ударных давлений.

2. Находят коэффициент формы k в формуле (2.22), пользуясь расчетными зависимостями или соответствующими модельными испытаниями.

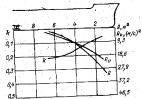


Рис. 86. Расчетные параметры удара для судна «Маринер».

3. Подсчитывают экстремальное давление с разными вероятностями превышения за определенное время плавания и число ударов в час при различных состояниях волнения и строят диаграммы.

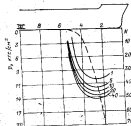


Рис. 87. Расчетные значения числа ударов в час и экстремального давления для судна «Маринер».

Пример промоделирования характеристик длиннотного слеминга для грузового судна «Маринер» ($L = 162$ м) при плавании его в Северной Атлантике иллюстрирует основные этапы расчета [117]. В качестве наиболее тяжелого волнения, которое может реально встретиться в районе эксплуатации судна, принято

«волнение 7» (значительная высота волны $A_{10} = 9,2$ м), определенное волновым спектром Парсона—Москвича при скорости ветра 40,5 уз. Предполагается, что судно плавает при балластной осадке, соответствующей 40% полного водоизмещения судна (осадка носом 5,0 и кормой 7,2 м). Скорость судна, поддерживаемая в условиях рассматриваемого шторма, принята равной 10 уз.

Результаты расчета величины R , R_0 и k приведены на рис. 86. Расчетные значения числа ударов за 1 ч (с вероятностью превышения 0,01) и наибольших ударных давлений при разной продолжительности плавания представлены на рис. 87. Выполнены также расчеты числа ударов и экстремальных давлений с разной вероятностью превышения при плавании судна на волнении различной интенсивности (рис. 88). На рис. 89 приведены диаграммы, показывающие, какую наибольшую скорость может развивать судно «Маринер» на различном волнении при условии, что за 20 ч плавания максимальное ударное давление с обеспеченностью 0,01 будет равно 7 кгс/см², а число ударов в час не будет больше шести.

Дополнительное распределение ударных давлений при slamming, учитываемое в Правилах Норвежского Веритаса. В Правилах постройки морских судов всех классификационных обществ содержится конкретные требования к подкреплениям конструкции днища и носовой оконечности судна для безаварийного восприятия ударных давлений при slamming в условиях возможного наиболее интенсивного нерегулярного волнения, при этом учитываются правильность балластировки судна и надлежащее уменьшение скорости судна и изменение курсового угла, необходимые для избегания чрезмерных ударных нагрузок. Эти требования Правил до недавнего времени базировались только на эмпирических данных обследований повреждений от slamming на плавательных судах.

За последние 10—15 лет интенсивно проводилось изучение slamming при модельных и натурных испытаниях судов. Из зарубежных работ, кроме рассмотренных выше, отметим исследования, проведенные В. Фердинандом, В. Маклинном и Е. Люном, Е. Нухатей, П. Шеделе, большой группой японских ученых. У нас в стране такие испытания проводились в ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова (Г. О. Тудин, Е. А. Павленков), в Ленинградском кораблестроительном институте (В. В. Козлов, Д. М. Ростовцев, В. А. Чижик), в Дальневосточном политехническом институте (Н. В. Барабанов, М. А. Иванов), в Ленинградском институте водного транспорта (М. А. Бельков, Ф. Г. Кудель, А. З. Фридляндский). Надо отметить, что впервые в практике судостроения методика определения ударных давлений была приведена в «Нормах прочности морских стальных судов» Регистра СССР [39, 51]. Однако впоследствии оказалось, что результаты расчета по методике, основанной на ранних

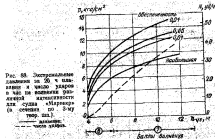


Рис. 86. Эксплуатационные давления за 20 ч плавания и число ударов в час на волнении различной интенсивности для судна «Маринер» (в сечении по 3-му теор. шт.).

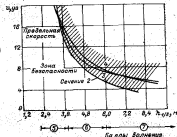


Рис. 88. Допустимая максимальная скорость судна «Маринер» при балластном плавании.

теоретических и экспериментальных исследований сдвига на регулярном волнении, не всегда согласуются с данными измерений ударных давлений при сдвиге. В настоящее время она пересматривается и уточняется.

Представляет интерес практическая методика прогнозирования ударных давлений при движении сдвига, применяемая Норвежским Веритасом и заложенная Е. Абрахамсеном [50].

Если зависимость между ударным давлением в данном поперечном сечении корпуса судна p (в м вод. ст.) и относительной скоростью v (в м/с) этого сечения написать в виде [см. формулу (2.22)]

$$p = 2\rho v^2, \quad (2.24)$$

то

$$\frac{p}{\rho} = 2v^2. \quad (2.25)$$



Рис. 90. Долговременное распределение ударных давлений. — — — волновая скорость ($Fr_w = 0.20$); - - - уменьшенная скорость на волнении; — — — скорость борта судна.



Рис. 91. Значения параметра p/c . — — — отсчеты на 0,15L от НВ; - - - то же на 0,15L; — — — то же на 0,25L.

Следовательно, отношение p/c является для нерегулярного волнения случайной величиной, распределение вероятностей которой на стационарном волнении совпадает с распределением случайной величины $2v^2$. Как известно, закон распределения величины v описывается законом Релея, параметр которого E определяется площадью спектра возмущающего процесса. Далее с помощью описанной выше процедуры строится долговременное распределение ударных давлений. На рис. 90 показаны полуэмпирические таким образом диаграммы долговременной обеспеченности ударных давлений при сдвиге на встречном волнении в Северной Атлантике 6 сечения, отстоящем на 0,05L от носового перпендикуляра [для судна $L = 150$ м, $B = 0,7$ (серия 60) и осадке 0,04L]. Поскольку относительные вертикальные скоро-

сти сечения v зависят от поступательной скорости судна, на этом рисунке приведены три кривые, две из которых соответствуют килевой и полной скорости, а третья — уменьшенной скорости судна, которую, по данным Норвежского Веритаса, оно может развивать на волнении в условиях сдвига. Очевидно, что такие долговременные распределения ударных давлений могут быть построены для судов разных длин, с различными коэффициентами общей водоизмещения и для различных шпангоутных сечений носовой оконечности судна. На рис. 91 приведены значения параметра ударных давлений p/c , соответствующие обеспеченности 10^{-4} для судов длиной 50–250 м при встречном курсе на волнении в Северной Атлантике. Кривые относятся к тем уменьшенным скоростям судна, которые они могут поддерживать на волнении, если имеют на тихой воде полную аксиатационную скорость, соответствующую $Fr_{w,0} = 0,20$. Комментируя эти данные, Е. Абрахамсен [60] отмечает: «Эти кривые в сочетании с увеличенной толщиной листов днища в носовой оконечности судна, обычно применяемой на больших судах, ясно показывают, почему суда длиной более 200 м редко имеют повреждения днища носовой оконечности. Это может быть также объяснено относительно большей балластной осадкой у больших судов, а также и меньшим относительным радиусом инерции их носов. Суда длиной, меньшей 150 м, имеют ударные давления при сдвиге меньшие тех, которые соответствовали бы обеспеченности 10^{-4} при плавании их в Северной Атлантике. Обычно такие суда при штормовой погоде могут укрываться в закрытых водах. Капитаны таких судов более склонны выбирать оптимальное снижение скорости и изменение курсового угла. В связи с этим имеет смысл снижать расчетные значения ударных давлений для малых судов».

Влияние скорости судна на отношение p/c показано на рис. 92. Кривые рисунка построены с учетом снижения скорости при тяжелых погодных условиях по сравнению со скоростью на тихой воде, соответствующей $Fr_{w,0}$. Для учета влияния скорости на ударные давления при сдвиге принимается коэффициент



Рис. 92. Влияние скорости судна и коэффициента общей водоизмещения на параметр сдвига p/c (в отсчете на 0,05L от НВ).

— — — $Fr_w = 0,20$; - - - $Fr_w = 0,25$; — — — $Fr_w = 0,30$.

Влияние скорости судна на отношение p/c показано на рис. 92. Кривые рисунка построены с учетом снижения скорости при тяжелых погодных условиях по сравнению со скоростью на тихой воде, соответствующей $Fr_{w,0}$. Для учета влияния скорости на ударные давления при сдвиге принимается коэффициент

$$c_1 = 1 + 5 \left(Fr_{w,0} - 0,2 \right) \left(\frac{L}{1000} + 28 - 1,1 + \frac{L}{L} \right). \quad (2.26)$$

где x — отстояние сечения от носового перпендикуляра.

При $F_{г.в.} = 0,20$ коэффициент $c_1 = 1$. Следовательно, если эксплуатационная скорость судна с полным грузом на тихой воде соответствует $F_{г.в.} = 0,20$, то в этом случае равный единице коэффициент c_1 не изменяет значений параметра ρ/c на рис. 91 и 92, учитывающих то уменьшение скорости судов на волнении, которое и соответствует $F_{г.в.} = 0,20$. Для судов, имеющих другую эксплуатационную скорость на тихой воде, уменьшение скорости на волнении и, для его учета служат коэффициенты c_1 , определяемые формулой (2.26).

Влияние продольного распределения масс судна на ударные давления при slamming сравнительно невелико, если принимается во внимание снижение скорости судна на растущем волнении. При длине судна 150 м изменение радиуса инерции масс от 0,23L до 0,28L может увеличить отношение ρ/c на 10—15%.

В мореходной методике влияние осадки на тихой воде T рассматриваемого сечения судна на ударные давления в этом сечении учитывается безразмерным коэффициентом:

$$c_2 = \frac{6}{1000 (T/L)^{1/4}} \quad (2.27)$$

В отличие от М. Очи, который считает коэффициент k в формуле (2.22) зависящим только от геометрической формы обвода рассматриваемого алапоутиного сечения, автор мореходной методики представляет коэффициент c в формуле (2.24) произведением двух коэффициентов:

$$c = k_1 f, \quad (2.28)$$

где k_1 — константа, учитывающая гидроупругий характер ударных давлений при slamming; f — коэффициент формы сечения.

Коэффициент формы принимается равным

$$f = \frac{1}{\lg \beta}; \quad (2.29)$$

здесь β — угол наклона дна в рассматриваемом сечении, измеренный от яла до точки на борту сечения, расположенной на расстоянии 0,15 наибольшей осадки судна с полным грузом кд осевой линии (β — внешний угол калеватости сечения).

Коэффициент k_1 определяется на условиях, что для сечения судна «Маринер», расположенного на 0,1L от носового перпендикуляра, в опытах М. Очи [115] было найдено

$$k_1 f = 0,0325 \frac{\pi \gamma c}{\sigma^2} \cdot \left(\frac{c}{m} \right)^2 \quad (2.30)$$

Так как для того же сечения судна «Маринер» по формуле (2.29) коэффициент $f = 1,55$, то

$$k_1 = \frac{0,0325}{1,55} = 0,021 \frac{\pi \gamma c}{\sigma^2} \cdot \left(\frac{c}{m} \right)^2 \quad (2.31)$$

Окончательно формула для определения давления при движении сменяющегося с обеспеченностью 10^{-4} по мореходной методике имеет вид

$$p = \frac{2}{3} k_1 f c_1 c_2 \left(\frac{\rho}{c} \right) = \frac{0,014}{\lg \beta} c_1 c_2 \left(\frac{\rho}{c} \right) \quad (2.32)$$

где коэффициенты c_1, c_2, f и k_1 определяются соответственно по формулам (2.25), (2.27), (2.29) и (2.31), а отношения ρ/c — по кривым рис. 91 и 92. Поскольку эти кривые относятся к случаю движения встречным курсом к волнам, для учета равной вероятности всех курсовых углов в формуле (2.32) введен коэффициент $1/2$.

Учитывая экспериментальные и теоретические исследования, а также и практический опыт эксплуатации судов, Е. Абрахамс [86] пишет: «Реакции конструкций в упругой и пластической области при приложении к дну импульсных нагрузок при slamming еще полностью не выяснены. Представляется, что повреждение дна при slamming развивается постепенно как результат серии ударов; один удар редко является причиной повреждения дна. Повреждение начинается с образования пластических шарниров в обшивке дна и ребрах, и может иметь место потеря устойчивости во флорах и стрингерах. Предельная нагрузка до повреждения плоских панелей с ребрами жесткости может в 2—3,5 раза превышать ту, которая вызывает появление пластических шарниров в ребрах. При условии, что ребра и их опоры не разрушаются, в обшивке после образования шарниров будут развиваться такие большие изгибные усилия, что отклонение между предельной нагрузкой и давлением, вызванным появлением пластических шарниров, будет в 3—3,5 раза больше, чем найденное для ребер. При уровне обеспеченности $Q(\rho/c) = 10^{-4}$ допустимо принять достаточно высокие номинальные изгибные напряжения в обшивке. ... Испытания и опыт эксплуатации позволили установить следующие требования к толщине днащевой обшивки:

$$t = k_2 \sqrt{\rho \frac{2400}{\sigma_1}} \quad (2.33)$$

где σ_1 — предел текучести материала.

Постоянная k_2 , зависящая от допустимых напряжений в пластине и соотношения сторон софртого контура a/b , приведена ниже:

a/b	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
k_2	2,57	2,33	3,01	3,14	3,30	3,22	3,26

Нужно заметить, что предел текучести и удлинение — наиболее важные качества материала в связи с повреждением дна в носовой оконечности. И, безусловно, выгодно использовать материал с высоким пределом текучести в районе, подверженном slamming, как для пластины, так и для набора.

С середины 50-х гг. постоянно рекомендовалось применение прожекторных шпангоутов в носовой части днища носовой оконечности. Опыт использования таких конструкций был положительным, но при этом прожекторные ребра должны непрерывно проходить через флоры и декинские стрингеры.

Размеры этих шпангоутов определяются при уровне вероятности $Q(p/c) = 10^{-4}$, степени заданной на осях 0,7 и уровне напряжений соответственно $\sigma = \sigma_{1,5}$ при растяжении. Тогда момент сопротивления сечения шпангоута

$$W = 10000 \frac{\sigma_{1,5}}{\sigma_y} \quad (2.34)$$

Это соответствует давлению, вызывающему полностью разрывные пластические шарниры в ребрах. Оно примерно в 4 раза больше, чем расчетное давление, но в 12 раз меньше разрушающего давления. Нагрузка, вызывающая появление полных пластических шарниров в шпангоутах, может встретиться однажды за 5000 суд.-лет. Остаточная стрелка прогиба будет в этом случае составлять примерно $1/250$ пролета шпангоута.

Конечно, также существенно обеспечить необходимую прочность всего набора дубового днища и носовой оконечности судна. В связи с этим нужно заметить, что указываемые значения относятся к распределенным по значительной поверхности давлениям, а не к локальным давлениям при отдельном ударе.

Несколько более низкое давление, чем указанное выше, может быть принято для определения размеров конструктивных элементов набора второго дна в носовой оконечности. Обычно нетрудно обеспечить дополнительную прочность носовой части судна и добиться, чтобы местные нагрузки надежно передавались на основные связи корпуса.

§ 29. Ударные изгибающие моменты

Ударные давления, возникающие при погружении носовой оконечности судна в волну, вызывают общие упругие изгибные колебания корпуса, которые, как отмечалось выше, служат одним из характерных признаков slamming. При этих колебаниях в связях корпуса появляются напряжения, которые, как и при общем изгибе корпуса, можно связать с изгибающим моментом. Этот момент называется ударным изгибающим моментом, в отличие от волнового изгибающего момента, соответствующего напряжению при изгибе корпуса на волнах.

При погружении в волну днища судна (длинной слеминг) или носовой оконечности с развалом бортов (бортовой слеминг) действие ударных давлений распространяется по всей зоне удара либо почти мгновенно, либо за время 0,10–0,15 с. Продолжительность ударного импульса, равная 0,1 с, составляет 0,015–

0,020 периода килевой качки, или около 0,15 периода колебаний корпуса 1-го тона. Отметим, что если продолжительность ударного импульса при длинном слеминге составляет сотни доли периода килевой качки, то при бортовом слеминге она составляет десятки доли того же периода.

Малая продолжительность отдельных ударных импульсов и сравнительно большие, измеряемые минутами, случайные интервалы между смежными последовательными импульсами обуславливают возникновение свободных колебаний корпуса судна разных тонов. Высшие тоны этих колебаний очень быстро затухают и почти не прослеживаются на осциллограммах напряжений. Практическое же значение могут иметь лишь колебания корпуса 1-го тона (двухузловые колебания), которые тоже до-

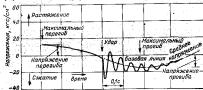


Рис. 93. Напряжения при ударе.

вольно быстро затухают, в течение двух-трех периодов килевой качки (около 20 с), но за это время соответствующие ингибирующие напряжения могут накладываться на волновые напряжения (рис. 93) и напряжения на тихой воде от общего продольного изгиба судна.

Поскольку ударные напряжения в продольных связях пропорциональны ударным давлениям, которые максимальны при балластном плавании судна, то этим условием плавания соответствуют и наибольшие ударные напряжения. Поэтому ударные изгибающие моменты в случае плавания с балластом значительно больше, чем для судна с полным грузом, когда слеминг практически отсутствует. Результат их суммирования с изгибающими моментами на тихой воде и с волновым моментом зависит, естественно, от значений последних. В ряде случаев ударные напряжения могут играть заметную роль в формировании суммарного напряженного состояния корпуса судна.

В настоящее время в Правилах постройки судов Регистра СССР и в иностранных Правилах ударные напряжения в яном виде не учитываются; но, безусловно, в какой-то мере принимаются во внимание в общих коэффициентах запаса прочности,

предусмотренных во всех Правилах. Правильность такого толкования не может считаться общепризнанной. В «Нормах прочности» Регистра СССР [39] требовалась обязательная проверка общей прочности морских судов с учетом наибольших ударных нагрузочных моментов от движущего слеминга. Практика применения этих «Норм», модельные и натурные измерения величин ударных нагрузочных моментов показала, что предусматриваемые «Нормами» расчетные значения ударных нагрузочных моментов являются завышенными и требуют существенного пересмотра. В новой редакции проекта «Норм прочности» приводятся новые формулы для определения расчетных значений ударных нагрузочных моментов (см. § 27).

Как правило, раньше в практике морского судостроения при назначении размеров продольных связей эквивалентного бруса учитывали напряжение от димшиего элемента в каном нде не учитывалось, тем не менее какни-нибудь объективные данные о недостаточной прочности этих связей по этой причине практикой эксплуатация судов не выявлено. Следует заметить, что на судах воентой и послевоенной постройки имели место хрупкие разрушения конструкций, обусловленные действием ударных напряжений. В настоящее время в связи с всеобщим применением достаточно вязких сталей хрупкие разрушения конструкций конструкций прекратились, хотя какни-либо изменений требуемых размеров этих конструкций специально для учета элемента не производилось.

Скользящее срабатывание для транспортных судов средним для (100—150 м), скорость которых на полнениии сравнительно велика (соответствующее число Фруда $Fr = 0,10-0,15$). У судов, имеющих для улучшения мореходности значительный развал бортов в носовой оконечности, на первый план выходит другой вид удара о волны — бортовой слайминг. Это явление, в отличие от дикшевого слайминга, не сопровождается резким изменением ускорений и звуковым сигналом, поэтому оно может быть не замечено. В результате на скоростных транспортных судах могут иметь место повреждение корпусов, связанные с общим изгибом при бортовом слайминге [68]. На рис. 94 показаны районы таких повреждений, а в табл. 35 дана их характеристика. Наиболее типичным повреждением является потеря устойчивости палубного настила в бортовой обшивке, реже встречаются значительные пластические деформации связей. Эти повреждения связаны с истощением несущей способности конструкций. С учетом подобных явлений в Правиле Регистра Судостроительства Lloyd's 1975 г. сделано указание о необходимости дополнительных подкреплений корпуса судов длиной 120—170 м, имеющих скорость более 17,5 уз (см. § 43).

Результаты натурных испытаний. В настоящее время из-за ограниченного количества данных натурных испытаний трудно сделать статистически обоснованные обобщения, но тем не менее

даже данные размеров всплывающих напряжений на единичных судах в условиях их реального плавания дают ценную информацию для прогнозирования возможных наибольших ударных моментов и на других судах в сходных условиях плавания.

Значения наибольших ударных изгибающих моментов, измеренных при испытаниях ряда судов, приведены в табл. 36. Поскольку размеры судов различны, более показательным относи-

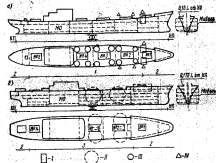


Рис. 94. Районы поражения корпусов сферостных транспортных судов:
а — корпус с коническим полуболлом; б — корпус с цилиндрическим полуболлом.

1 — продольная система набора палубы; 2 — поперечная система набора палубы; 3 — продольная система набора до палубы, расположенной — во ворме.

тельные значения ударного момента, выраженные в долях от изгибающего момента при статической постановке на стандартную волну (длина волны λ равна длине судна L , высота $H = L/200$). Поскольку ударный изгибающий момент существенно зависит от осадки, скорости судна и интенсивности волнения, оставшимся более подробно на условиях проведения испытаний.

Для судов «Сай-Франциско» и «Оушен Валент» (см. § 13, 14) известно лишь, что измеренные килбольные значения соответствуют условиям балластного плавания.

В 1961—1962 гг. исследовательской группой ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова были проведены обширные испытания (главным образом, в Атлантическом океане и рейсах на Кубу, в Аргентину

Темы заводской верфи скорость транспортных судов

Полная	Ты корпусов			
	I	II	III	IV
Всплыв (балки по шпале Бюффа)	7-9	8-9	5-6	8-9
Система набора в районе загрузочной	ВП: трон № 1 поперечный, в остальном — аргоновый	Поперечная (рефрижераторные троны)	Продольная	ВП: трон № 1 — поперечный, в остальном — аргоновый
Характер размещения на колоннах	ПУ в районе трона № 1: вставка ВП, колонки яны, шпалы и т.д. обделены в виде шпалы	ПУ вставка ВП в бортовой обделке в районе шпалы № 2, 3	ПУ вставка ВП в районе шпалы № 2, 3, 4	ПУ вставка ВП в аргоновом троне, шпалы и продольная вставка в районе шпалы № 1, ПУ вставка ВП в аргоновом троне и в районе шпалы № 2

Сокращения: ВП — веревка палубы; ПУ — поперек устойчивости

Таблица 36

Соотношение наибольших ударных изгибающих и вращающих моментов при статической постановке на стандартную волну

Наименование судна	$W, м$	$\lambda_{изг}, м/сек$	$\lambda_{вр}, м \cdot с$	$\lambda_{изг} / \lambda_{вр}$
«Сен-Франсиска»	4,28	350	9 300	0,36
«Орлен Вильямс»	4,65	240	11 150	0,34
«Куббейтас»	9,65	470	12 450	0,37
«Лукува»	5,6	40	2 240	0,06
с полным грузом с балластом	5,6	180	4 460	0,33
«Бордан»	7,63	180	13 560	0,37
«Материал серенга»	25,84	500	77 500	0,29
с полным грузом с балластом	25,84	145	37 500	0,14

и Бразилию) дизель-электрического сухогрузного судна «Куббейтас» ($L = 118$ м, $B = 16,8$ м, $T_b = 7,5$ м, $\delta = 0,675$, с кормовым расположением машинного отделения) [34, 136]. Одной из задач этих испытаний было исследование ударных моментов при смене в различных условиях плавания на нерегулярном волнении при разных состояниях загрузки (осадках) судна в различных курсовых углах к скорости судна. Записи ударных напряжений от сменения производились специальной аппаратурой.

Результаты испытаний полностью не опубликованы. В отношении напряжений при сменении в работе [136] приведены лишь данные, относящиеся к половинной загрузке судна (водоизмещение 6200 тс, близкое к водоизмещению с балластом, осадка носом 3,43 м, осадка кормой 6,42 м) и к движению на встречном нерегулярном волнении, интенсивность которого соответствовала высоте волны $h_{1/3} = 6,6$ м (значительная высота волны ~ 5 м) и высоте волны $h_{1/10} = 4,5$ м. Данные табл. 36 и 37 относятся к $h_{1/3} = 6,6$ м, на волнении с $h_{1/10} = 4,5$ м значения ударных моментов были почти вдвое меньшими. В этих испытаниях специально ставилась задача проанализировать влияние скорости судна на ударный изгибающий момент, поэтому относительные значения скорости (число Фруда) при испытаниях (см. табл. 37) значительно превосходили обычные для транспортных судов значения ($Fr < 0,15$). Дизель-электродоход «Куббейтас» имеет проектную скорость на тихой воде 10 уз; обычная для условий испытаний скорость может быть определена по формуле (1.112) и составляет 8,6 уз. При этой скорости судна значение ударного изгибающего момента $M_{изг}^{max} = 5350$ тс·м составляло 24% изгибающего момента при статической постановке на стандартную

Таблица 37

Напряжения судна на ударный изгибающий момент
(по данным натурных и модельных испытаний ледово-электрохода
«Кубовик») —

Показатель	Нагрузка на мачту, кгс, $\lambda = 0,5$ м				
Скорость судна, уз	6	8	10	12	13
Число Футов	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20
Наибольший ударный изгибающий момент, тс·м					
на теоретическом шпангоуте № 10	8000	4800	6000	9100	11 400
на теоретическом шпангоуте № 8	—	—	—	—	—
на теоретическом шпангоуте № 5	—	—	—	—	—

Показатель	Регулирование мачты, $\lambda = 0,5$ м, $\lambda = \frac{1}{20}$ м				
Скорость судна, уз	6	8	10	12	14
Число Футов	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21
Наибольший ударный изгибающий момент, тс·м					
на теоретическом шпангоуте № 10	5750	10 000	14 000	16 250	17 150
на теоретическом шпангоуте № 8	4350	11 950	17 250	19 250	20 000
на теоретическом шпангоуте № 5	3900	9 400	15 300	18 600	20 000

волну, что соответствует порядку величин, полученных в других испытаниях (см. табл. 36). Увеличение скорости судна приводило к быстрому росту ударных изгибающих моментов. При уменьшении курсового угла от 0 до 90° уменьшались как значения ударных изгибающих моментов, так и их повторяемость. Времени загрузки изгибных напряжений составляло 20–25 с, что соответствовало 3–3,5 среднего кажущегося периода изменения волновых напряжений. При полной загрузке судна (модельное 9200 тс, средняя осадка 7,0 м) слеминг наблюдался лишь на интенсивном волнении ($H_{\text{в}} > 7$ м), при этом ударные изгибающие моменты порождались, по-видимому, бортовым слемингом.

Бельгийским центром корабельных исследований производились обширные испытания в море сухогрузных судов «Лукуга»,

«Жордан» и рудовозов «Минерал северная», в частности производились замеры в модельном секторе винтовых напряжений от слеминга. Результаты испытаний опубликованы Г. Аэртоном [65, 66 и 67].

На судне «Лукуга» ($L = 136$ м, $B = 18,7$ м, $H = 12$ м, $\delta = 0,70$) наибольшие напряжения были измерены при следующих состояниях загрузки судна и условиях проведения испытаний:

1) судно с полным грузом, водоизмещение 16 000 тс, осадка носом 8,6 м, кормой 8,9 м. Рейс Антверпен—Нью-Йорк, волнение встречное, 6 баллов по шкале Бофорта ($H_{\text{в}} = 5,5$ м), скорость судна 12,9 уз;

2) судно с балластом, водоизмещение 9900 тс, осадка носом 5,0 м, кормой 6,6 м. Рейс Антверпен—Нью-Йорк, волнение встречное, 7 баллов ($H_{\text{в}} = 8-8,5$ м), скорость судна 12,2 уз.

В этих условиях плавания были замерены винтовые напряжения, вызываемые ударными гидродинамическими давлениями при слеминге. При плавании с полным грузом или с нагрузкой, близкой к полной, команда судна не замечала ударов. В этих случаях слеминг не вызывал каких-либо существенных напряжений; наибольшие значения размахов вибрационных напряжений от слеминга не превосходили 80 кгс/см² для судна с полным грузом на встречном волнении и 50 кгс/см² — для судна с неполной нагрузкой при попутном волнении. Эти вибрации имели продолжительность от 10 до 30 с. Они повторялись примерно через 5 мин у судна с полным грузом при встречном волнении и через каждые полчаса — при попутном волнении. Для судна с полным грузом или при нагрузке, близкой к полной, вибрации при встречном шестibalльном волнении сравнительно более скляны, чем при попутном семibalльном волнении, хотя высота волны в последнем случае почти вдвое больше, чем в первом. При плавании с балластом на встречном семibalльном волнении небольшие вибрационные напряжения от слеминга (около 50 кгс/см²) накладывались на волновые напряжения. Более или менее регулярно, с интервалами приблизительно в 7 мин, возникали значительные вибрационные напряжения (130–320 кгс/см²). После возникновения они в течение 6–6,5 с уменьшались почти вдвое, а примерно через 25 с затухали совсем. При сотрясениях корпуса судоводители часто снижали скорость судна, реагируя на это так же, как на непрерывные перебои в работе вала. Судно с полным грузом не испытывало слеминга при ходе со скоростью 13 уз на встречное волнение с $H_{\text{в}} = 6,5$ м. Однако при плавании с балластом даже в случае волнения, имеющего $H_{\text{в}} = 3,3$ м, возникал значительный слеминг и скорость судна уменьшалась. При типичных алемных балластных рейсах через Атлантику слеминг имел место в течение четырех дней из десяти, когда судно находилось в открытом море.

На рис. 95 показаны 40-секундные записи напряжений, соответствующие наибольшему амплитудному напряжению как в наиболее тяжелых условиях плавания с балластом, так и при плавании с полным грузом. Надо отметить, что при отсутствии регулярности в появлении сляминга отношение числа этих ударов к числу циклов волновых (низкочастотных) напряжений было почти постоянно и составляло 0,020—0,025. Во всех случаях ам-

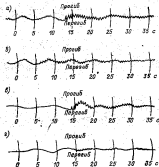


Рис. 95. Ударные напряжения в корпусе судна «Лу-курт»: а — судно с балластом, $\sigma = 12,5$ уз, $\varphi = 40^\circ$, $k'/k_0 = 8,5$; б — судно с балластом, $\sigma = 11,3$ уз, $\varphi = 35^\circ$, $k'/k_0 = 7,0$; в — судно с балластом, $\sigma = 8,8$ уз, $\varphi = 25^\circ$, $k'/k_0 = 8,0$; г — судно с полным грузом.

рационные колебания имели частоту корнуса 1-го тона. Отмечено, что наиболее тяжелые удары происходили в тот момент, когда мидельное сечение судна располагалось впереди вершины волны на расстоянии, соответствующем примерно $1/3$ периода волны качки (т. е. почти непосредственно после спада миделя с вершины волны), а судно находилось в горизонтальном положении. Менее тяжелые удары возникали тогда, когда мидельное сечение находилось на вершине волны или несколько раньше, при этом размах наибольших вибрационных напряжений был не больше половины размаха волновых напряжений. Следствием сляминга являлось увеличение напряжений в мидельном сечении

на подошве волны, но напряжения на вершине волны, наиболее важные для данного типа судна, не изменялись.

При десятидневном испытании в море сухогрузного судна «Жордан» ($L = 165,2$ м, $B = 20,1$ м, $H = 12,4$ м, $T = 8,8$ м, $\delta = 0,692$, $D = 19,057$ тс) в случае балластной осадки не было встречено достаточно сильного волнения для возникновения сляминга [66]. Однако в условиях плавания с полной нагрузкой при неблагоприятной погоде наблюдались некоторые интересные особенности. Замечено, что до тех пор пока значения размахов волновых напряжений в мидельном сечении верхней палубы не превосходили 60 кгс/см², команда судна не замечала сляминга. Это пороговое значение напряжений при сляминге для данного судна соответствовало ударному изгибающему моменту, равному 2260 тс·м. Наибольшее амплитудное напряжение (180 кгс/см²) в 6 раз превосходило его пороговое значение и составляло 48% наибольших волновых напряжений (в условиях корнуса $k'/k_0 = 7,8$ м, при скорости $\sigma = 9,3$ уз). Число ударов составляло 7,9 удара в час. На более интенсивном волнении ($k'/k_0 = 13,4$ м) скорость упала до 3,3 уз, а курсовой угол составил $\varphi = 30^\circ$. Наибольшее значение размаха амплитудных напряжений оказалось равным всего 79 кгс/см², т. е. лишь немного больше порогового значения.

В 1966 г. в течение более десяти месяцев производились мореходные испытания в Северной Атлантике большого бельгийского рудовоза «Минерал серинг» [67]. Характеристики судна следующие: $L = 218$ м, $B = 32$ м, $H = 16,4$ м, $T = 11,8$ м, $\delta = 0,62$ тс, эксплуатационная скорость 16 уз ($F_r = 0,178$). Судно плавало в очень суровых погодных условиях как при полной нагрузке, так и с балластом.

Если на судне «Жордан» команда не реагировала на сляминг до тех пор, пока размах амплитудных напряжений не достигал 60 кгс/см², то для рудовоза пороговое значение размаха напряжений составляло 200 кгс/см². Это повышение порога чувствительности по амплитудным напряжениям пропорционально увеличению момента сопротивления эквивалентного бруса рудовоза по сравнению с моментом сопротивления судна «Жордан»

$$\left(60 \frac{25,5}{7,25} = 200 \text{ кгс/см}^2\right).$$

Когда рудовоз попадал на волнение, характеризующееся 7 баллами по Бофурту, регистрировалось замедление вертикальных перемещений носа, равное около $1g$ ($g = 9,81$ м/с²) при плавании как с полным грузом, так и с балластом. При балластном плавании на встречном 7-балльном волнении такое же замедление регистрировалось даже в корме.

Замеренные на рудовозе волновые и амплитудные напряжения оказались наибольшими из когда-либо измеренных Бельгийским

центром корабельных исследований. Максимальные волнистые напряжения (600 кгс/см^2), равные 55,5% наибольшего размаха волновых напряжений, были отмечены при плавании рудовоза с балластом ($D = 41900 \text{ тс}$, осадка носом 6,9 м, осадка кормой 8,1 м, $\delta = 0,78$) на встречном волнении с $\lambda_{\text{в}} = 6,2 \text{ м}$ при скорости 7,3 уз ($Fr = 0,080$); при курсовом угле 18° . При плавании рудовоза с полным грузом ($D = 67900 \text{ тс}$, осадка носом 11,6 м, осадка кормой 11,9 м, $\delta = 0,80$) на встречном 9-балльным волнении с $\lambda_{\text{в}} = 6,7 \text{ м}$ при скорости 4,6 уз ($Fr = 0,063$) и курсовом угле 10° одновременно с наибольшими волновыми напряжениями (размах 1440 кгс/см^2) были замерены волнистые напряжения с наибольшей амплитудой 145 кгс/см^2 , которая составляла 18% наибольших преобладающих волновых напряжений, равных 800 кгс/см^2 .

Важно следующие замечание Г. Аэрсона [67]: «Вид записей напряжений дает основание считать, что замеренные при испытании волнистые напряжения не должны складываться с низкочастотными волновыми напряжениями».

По результатам натурных испытаний судов можно сделать следующие выводы.

1. Наибольшие ударные изгибающие моменты, действующие на судно в процессе эксплуатации, имеют место при загрузке балластом и составляют примерно 25–30% изгибающего момента при статической постановке судна на стандартную волну. При плавании с полным грузом эти значения не превосходят 5–15%.

2. Слеминг вызывает упругие колебания корпуса с частотой 1–2 тона.

3. Наиболее существенное влияние на ударные изгибающие моменты оказывают интенсивность волнения, скорость судна и курсовой угол.

Результаты модельных испытаний. Модельные испытания, имеющие целью исследование ударных изгибающих моментов, проводятся, как правило, на регулярном волнении в опытных бассейнах. Полученные при этом значения моментов не отражают, естественно, количественных закономерностей явления слеминга, имеющего сложную физическую и статистическую природу в условиях реального нерегулярного волнения. Ценность результатов модельных испытаний заключается в другом. Они позволяют изучить механизм явления в главных чертах, проанализировать влияние основных факторов, наконец, проверить достоверность расчетных формул для определения ударного изгибающего момента в условиях регулярного волнения. Для этих целей используются легко осуществимые при модельных испытаниях широкие вариации обводов и скоростей судна, размеров волн, курсовых углов; при этом регистрируются целый ряд параметров, характеризующих явление (рис. 96).

Нужно отметить, что в иностранной судостроительной литературе, посвященной слемингу, основное внимание уделено ударным давлениям в носовой части судна, а волнистые напряжения и соответствующие им ударные изгибающие моменты либо изучаются попутно, либо не рассматриваются вообще. Примером могут служить описанные выше испытания, проведенные М. Оси: на нерегулярном волнении ударные моменты и волнистые напряжения не измерялись, на регулярном — изучались, но в более скромном объеме, чем ударные давления. Однако и при этом автором были сделаны следующие важные выводы.

1. Наибольшие волнистые напряжения возникают при движении на волнах, длина которых равна примерно длине судна ($\lambda = 1,03L$ при U-образных носовых шпангоутах и $\lambda = 1,1L$ при V-образных носовых шпангоутах). При волнах меньшей или большей длины волнистые напряжения существенно уменьшаются, а волны длиной менее $0,7L$ или более $1,5L$ вообще не вызывают опасных напряжений независимо от скорости судна.

2. Чем больше высота волн, тем более интенсивным становится слеминг и тем больше волнистые напряжения. Зависимость волнистых напряжений от высоты волны может быть выражена следующей приближенной формулой:

$$\sigma_{\text{в}} = \alpha (h - h_{\text{кр}})^2,$$

где h — высота волны, а $h_{\text{кр}}$ — минимальная (пороговая) высота волны, составляющая примерно $L/150$ при $\lambda = L$.

3. Наибольшие волнистые напряжения в продольных сечениях возникают при тех же скоростях судна, при которых действуют и наибольшие давления на носовую часть днища. Минимальная скорость судна, при которой появляется слеминг, соответствует $Fr = 0,115$ при U-образных и $Fr = 0,130$ при V-образных носовых шпангоутах.

4. Зависимость между осадкой и волнистыми напряжениями та же, что и для давлений при слеминге. Уменьшение



Рис. 96. Осциллограммы процессов и моментов удара [67].

1 — вертикаль мачты; 2 — вертикаль кормы; 3 — давление в носовой оконечности; 4 — давление в носовой оконечности; 5 — изгибающий момент.

осадки приводит к росту напряжений, увеличение осадки — к их уменьшению. Наибольшие винтовые напряжения имеют место при балластной осадке; при переходе к осадке, соответствующей позолонной нагрузке, напряжения уменьшаются на $\frac{1}{4}$; дальнейшее увеличение осадки до $\frac{1}{2}$ полной нагрузки судна уменьшает напряжения до $\frac{1}{10}$ их значений при балластной осадке. При осадке, соответствующей полной нагрузке судна, винтовые напряжения не возникают на волках, высота которых меньше $\frac{1}{10}$ длины судна. Существует также предельная осадка, при которой слеминг не возникает вообще.

Для избежания интенсивного слеминга желательно, чтобы осадка судна была не менее 0,045L.

5. Форма обводов носовой оконечности практически не влияет на винтовые напряжения.

6. Наибольшие винтовые напряжения в палубе (для условий плавания с балластом при средней осадке 0,033L и осадке носом 0,013L) имеют место не на миделе, а в бечевни, смещенном на 0,075L в нос от миделя. Напряжения в этом сечении приблизительно в 1,3 раза больше, чем на миделе.

При испытаниях на регулярном волнении модели судна «Маринер», проведенном М. Онн, ударные моменты не измерялись. Однако, используя приведенные выше в табл. 34 значения равнодействующей ударных давлений (ударной силы) в различные о сечениях, в которых приложена эта равнодействующая, можно вычислить наибольшие ударные моменты в миделевом сечении этого судна при плавании его с балластом и с различными скоростями навстречу волнению переменной интенсивности.

Ударный изгибающий момент, возникающий в упругом корпусе судна от действия ударной силы, определяется следующей приближенной формулой:

$$M_{\Sigma} = P_{\max} f_1(x_p) k(x) L \cdot (\tau_{\Sigma}), \quad (2.35)$$

где $P_{\max}$ — равнодействующая ударных давлений; x_p — координата точки ее приложения; $f_1(x_p)$ — форма колебаний 1-го тона, соответствующая собственной частоте колебаний ω ; ν — коэффициент динамичности, зависящий от отношения продолжительности удара τ_{Σ} к полупериоду упругих колебаний 1-го тона:

$$\tau_{\Sigma} = \frac{\tau_{\Sigma} \omega}{\pi}; \quad (2.36)$$

$k(x)$ — коэффициент замещения ударного момента по длине судна:

$$k(x) = \frac{\int_0^L m(x) f_1^2(x) dx}{L \int_0^L m(x) f_1^2(x) dx}.$$

$m(x)$ — суммарная погонная масса судна и присоединенной воды в сечении x .

Значения коэффициента $k(x)$ для миделевого сечения транспортных судов находятся обычно в пределах 0,16—0,18.

Вычисленные В. В. Ковалевыми по данным табл. 34 отношения наибольших ударных моментов M_{Σ} к волновому моменту при статической постановке на стандартную волну M_0 приведены в табл. 36. Эти моменты при реально возможных сочетаниях скорости судна и интенсивности волнения, определяемых формулой (1.112), соответствуют данным натурных испытаний (см. табл. 36). Сопоставление с табл. 34 показывает, что тяжелый слеминг, сопровождаемый ударным моментом, составляющим 25% статического момента при постановке на стандартную волну, вызывается суммарной ударной силой, равной 25% водоизмещения судна с балластом.

Таблица 36

Отношение наибольших ударных моментов к волновому моменту при статической постановке на стандартную волну судна «Маринер»

Параметры	Интенсивность волнения $H_{\Sigma 0}$, м		
	10		
Скорость судна, уз Число Фруда M_{Σ}/M_0	10 0,128 0,09	15 0,193 0,11	20 0,256 0,13
Параметры	Интенсивность волнения $H_{\Sigma 0}$, м		
	12,5		
Скорость судна, уз Число Фруда M_{Σ}/M_0	0 0 0,07	5 0,054 0,10	10 0,128 0,25 0,47
Параметры	Интенсивность волнения $H_{\Sigma 0}$, м		
	15,5		
Скорость судна, уз Число Фруда M_{Σ}/M_0	0 0 0,07	5 0,064 0,12	7,5 0,096 0,31

Ряд модельных испытаний, на которых измерялись ударные изгибающие моменты, выполнен в нашей стране. Все они, как уже отмечалось, проводились на регулярном волнении.

В опытовом бассейне ЛКИ была испытана модель дизель-электрохода «Куйбышев» [30] с натурных испытаний которого шла речь выше. Результаты измерений ударного момента при осадках судна, соответствующих балластному водонамещению ($D=6070$ т, $T_0=3,5$ м, $T_0=6,1$ м), на регулярных волнах длиной, равной длине судна, и высот $H=0,20$, приведены в табл. 37. Из этих данных видно, что наибольший ударный момент действует в моделином сечении только при скорости судна до 6 уз. При больших скоростях судна наибольший ударный момент смещен на 0,1L в нос от миделя, причем здесь он на 10–20% больше ударного момента на миделе. Уменьшение высоты волны в полтора раза привело к снижению ударных изгибающих моментов почти вдвое.

Сопоставление результатов испытаний одного и того же судна в условиях регулярного и нерегулярного волнения (табл. 37) показывает, что ударные изгибающие моменты на регулярном волнении получаются значительно большими. В то же время относительные закономерности изменения ударных изгибающих моментов в зависимости от основных определяющих факторов оказываются близкими. В качестве примера на рис. 97 показана зависимость от скорости судна на нерегулярном и регулярном волнении ударного изгибающего момента $M_{из}$ на миделе, отнесенного к его значению $M_{из}^*$ при скорости судна 6 уз (по данным табл. 37). Видно, что для реальной скорости судна ($v < 10$ уз) обе кривые удовлетворительно согласуются.

В опытовом бассейне ЦНИИ им. А. Н. Крылова была проведена испытания [42] четырех вариантов моделей танкеров и сухогрузных судов при разных скоростях, отношениях длин моделей и волн, различных крутизне волн и состоянии весовой нагрузки. Варианты моделей отличались общей полнотой корпуса и формой носовой оконечности. Некоторые результаты этих испытаний представлены на рис. 98. На основе расчетного анализа результатов испытаний авторами работы, выполнявшейся под руководством Г. О. Таубина, были сделаны следующие основные выводы.

1. Максимальные значения ударного изгибающего момента имеют место при относительных длинах волн $\lambda/L = 1,0-1,2$.

2. Влияние скорости судна на ударный изгибающий момент определяется близостью ее к резонансному значению по килевой



Рис. 97. Зависимость от скорости судна относительного значения ударного изгибающего момента от скорости судна.

1 — на нерегулярном волнении; 2 — на регулярном волнении.

качки. При малых относительных значениях скорости (до $Fr = 0,1$) это влияние невелико; в случае приближения к резонансному значению скорости ударный момент быстро возрастает, достигая максимального значения при скорости судна, несколько меньшей ее резонансного значения; в сверхрезонансной зоне ударный момент уменьшается.

3. Изменение распределения весовой нагрузки по длине судна влияет на резонансную скорость и через нее на ударный изгибающий момент. При этом изменяется как максимальное значе-

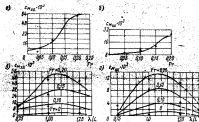


Рис. 98. Результаты испытаний моделей танкеров и сухогрузных судов (крутизна волн $H/L=1/10$): а — танкер с U-образной формой носовых шпангоутов ($\Phi_N=1^{\circ}30'$; $L/L=1$); б — танкер с V-образной формой носовых шпангоутов ($\Phi_N=1^{\circ}30'$; $L/L=1$); в — танкер «Ричард Борг» ($\Phi_N=0$); г — танкер «Ленинский комсомолец» ($\Phi_N=0$).

■ $Fr=0,1$; ▲ $Fr=0,2$; ▴ $Fr=0,3$; ▽ $Fr=0,4$; ▾ $Fr=0,5$; — расчет по [42].

ние момента, так и распределение момента по длине судна. При обычно встречающихся на практике балластных нагрузках и скоростях судов изменения ударного момента лежат в пределах 15–25%, однако для судов с нестандартной нагрузкой влияние ее распределения может быть более существенным.

4. На значение ударного момента влияет не столько форма обводов носовых шпангоутов, сколько общая форма корпуса судна, характеризующая его полнотой, прежде всего — коэффициентом вертикальной полноты $\chi = \delta/\lambda$.

Отметим также проведенные в ЛНВТ испытания крупномасштабных моделей транспортных судов с кормовым расположением надстройки и машинного отделения в балластном состоянии нагрузки [47]. Измерения ударных изгибающих моментов при движении косыми курсовыми углами к волнам различной

относительной длины показали, что их значения зависят от параметра $\tilde{\lambda} = \lambda/L \cos \varphi$, причем различные комбинации относительной длины волны λ/L и курсового угла φ , соответствующие одному и тому же значению параметра $\tilde{\lambda}$, дают близкие значения

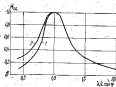


Рис. 99. Относительный ударный нагибающий момент при заданном курсовом угле φ и на волнах с длиной, отличной от длины судна.
1 — судно с полным обогнутым носом; 2 — судно с полным обогнутым носом.

ударного момента $M_{из}$. На рис. 99 показана зависимость от $\tilde{\lambda}$ относительной величины ударного момента $M_{из} = M_{из}/M_{из}^*$, где $M_{из}^*$ — момент, соответствующий движению вразрез волнам длиной, равной длине судна ($\varphi = 0^\circ$, $\lambda = L$).

§ 27. Расчетные оценки ударных нагибающих моментов

Результаты натурных и модельных испытаний и теоретические их обобщения позволили разработать ряд методов расчетной оценки ударных нагибающих моментов, действующих на корпус судов при плавании на волнении [51, 42, 47, 3]. Каждый из них имеет свои особенности и свою область применения. Рассмотрим расчетную формулу, предложенную в работе [3] и включенную в новую редакцию проекта «Нормы прочности» для широкого практического использования. Эта формула использует зависимость между ударным нагибающим моментом, возникающим на регулярных волнах, и приведенным импульсом гидродинамических сил, действующих на корпус при ударе носовой оконечности о волну:

$$M_{из} = I_{из} \rho k(x) L v \left(\frac{v}{2g} \right). \quad (2.37)$$

Она аналогична формуле (2.35) и содержит те же обозначения, с той лишь разницей, что вместо приведенной силы $P_{пр}/\rho(x)$

в нее входит приведенный импульс $I_{из}$ и частота собственных упругих колебаний 1-го тона σ_1 .

Приведенный импульс определяется формулой

$$I_{из} = \int_{x_1}^{x_2} i(x) f_1(x) dx, \quad (2.38)$$

где $i(x)$ — волновой импульс гидродинамических сил в сечении с координатой x (начало координат на носу), определяемый зависимостью, вытекающей из закона сохранения количества движения при ударе¹:

$$i(x) = \Delta m(x) v(x), \quad (2.39)$$

где $\Delta m(x)$ — присоединенная масса, характеризующая гидродинамическую силу в данном сечении и соответствующая определенному уровню погружения сечения, при котором ударное воздействие в сечении заканчивается; $v(x)$ — вертикальная скорость пересечения шпангоутом волновой поверхности.

Вычисление приведенного импульса основывается на следующей закономерности, установленной экспериментально-теоретическими исследованиями:

1) быстрое нарастание гидродинамических сил в носовой оконечности, воспринимаемое корпусом судна как удар, сопровождается два различных друг от друга физических явления:

погружение в волну носовой оконечности, не имеющей значительного развала шпангоутов, после оголения днища (длинной слеминг);

погружение в волну носовой оконечности, имеющей значительный развал шпангоутов, без предварительного оголения днища (бортовой слеминг);

2) наибольший приведенный импульс при длинном слеминге связан с максимальным оголением днища носовой оконечности, при бортовом слеминге — с максимальным погружением бортов носовой оконечности в волну;

3) как наибольшее оголение днища, так и наибольшее погружение бортов носовой оконечности имеют место при движении судна вразрез регулярным волнам, длина которых соответствует максимальным относительным (по отношению к поверхности волн) вертикальным перемещениям носовой оконечности; обычно это соответствие имеет место при относительной длине волны $\lambda/L \approx 1$;

4) зависимость ударного нагибающего момента от высоты волны k может быть аппроксимирована формулой

$$M_{из}(k) = \frac{k(\lambda - k^*)}{k^*(\lambda^* - k^*)} M_{из}(k^*). \quad (2.40)$$

¹ Помимо другой формулы в определении ударной нагрузки на носовую оконечность (см., например, [35]).

Здесь λ^* — некоторая характерная высота волны длиной $\lambda = L$, на которой длиневому срезингу соответствует оголение в последующее погружение участка от носовой перпендикуляра до сечения, совпадающего с углом формы 1-го тона упругих колебаний корпуса (обычно это сечение находится в районе 5—5½ теоретического шпангоута). Координата указанного сечения x_0 служит нижним пределом интеграла в (2.38). При бортовом срезинге этой высоте волны λ^* соответствует погружение носовой оконечности по верхнюю кромку борта.

Величина λ^* — некоторая «критическая» высота волны: при меньших высотах волн ударные моменты практически отсутствуют. При плавании судна на волнах высотой λ^* происходит оголение носовой оконечности до некоторого характерного шпангоута, положение которого зависит от формы обводов носовой оконечности: для судов с полными обводами носовой оконечности (танкеров) характерным является 2-й теоретический шпангоут; для сухогрузных судов со сравнительно острыми обводами характерным шпангоут смещается в район 2½ теоретического шпангоута.

5) при длиневом срезинге воздействие ударных гидродинамических сил в сечении происходит в процессе его погружения по осадки $\Gamma_{\text{ст}}$ он 0,1В;

6) относительная вертикальная скорость сечения в волновой поверхности изменяется по длине зоны удара по линейному закону.

Для характеристики обводов носовой оконечности рассматриваются 2-й и 5-й теоретические шпангоуты, погруженные следующим образом (рис. 100): при расчете длиневого срезинга — по уровню $\Gamma_{\text{ст}}$, при расчете бортового срезинга — по кромке борта и по действующую ватерлинию. Затем определяются их коэффициенты полноты β_2, β_5 и ширина ватерлинии b_2, b_5 , после чего вычисляется величина $\bar{S}_2$, равная для длиневого срезинга

$$\left. \begin{aligned} \bar{S}_2 &= \frac{b_2}{k} \left(\frac{\beta_2}{k} \right)^{1/6}, \\ \bar{S}_5 &= \frac{b_5}{k} \left(\frac{\beta_5}{k} \right)^{1/6}, \end{aligned} \right\} \quad \text{для бортового срезинга} \quad (2.41)$$

в зависимости от которой по графикам рис. 100 находятся коэффициенты $c(\bar{S}_2)$ или $c'(\bar{S}_2)$. Для судов со сравнительно острыми обводами, при которых $\bar{S}_2 \leq 0,4$, рекомендуется при определении коэффициента c рассматривать 2½ теоретический шпангоут и определять $\bar{S}_{2,5}$ так же, как по формулам (2.41), но значениями $\beta_{2,5}$ и $b_{2,5}$. При расчете бортового срезинга, кроме $c'(\bar{S}_2)$, в на-

личие геометрической характеристики носовой оконечности используется угол килеватости контура 2-го теоретического шпангоута, измеряемый на уровне верхней кромки борта (θ_2) и действующей ватерлинии (θ_5) (см. рис. 100); в зависимости от этой величины определяется коэффициент

$$\Delta(\theta) = 1 - 0,5 \left(\frac{\theta}{90^\circ} \right)^{1/2}. \quad (2.42)$$

Значение Δ , вертикальной скорости входа в волну 0-го теоретического шпангоута характеризует относительную кинематику

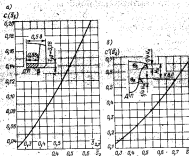


Рис. 100. Геометрические характеристики носовой оконечности: а — для расчета длиневого срезинга; б — то же для бортового.

судна и волны во время удара. Оно может быть получено из формулы (2.15) для момента времени, соответствующего касанию носовым перпендикуляром поверхности волны (при длиневом срезинге) или погружению носового перпендикуляра по кромку борта (при бортовом срезинге). Этим случаям соответствуют также следующие приближенные формулы, полученные дифференцированием по времени выражения (2.14) для относительных перемещений:

$$v_0 = \frac{g}{2} \dot{a}_0 (1 + 2,5Pr) \sqrt{\frac{2g}{L}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\beta_0}{\dot{a}_0} \right)^2}, \quad (2.43)$$

$$v_0 = \frac{g}{2} \dot{a}_0 (1 + 2,5Pr) \sqrt{\frac{2g}{L}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\beta_0}{\dot{a}_0} \right)^2}, \quad (2.44)$$

где λ — расчетная высота волны; a_0 — максимум амплитудно-частотной характеристики относительных (по отношению к волновой поверхности) перемещений носового перпендикуляра; F_T — число Фруда, соответствующее скорости судна на волнеломе; T_h — осадка и высота надводного борта судна на тихой воде по нулевому теоретическому шпангоуту.

Для определения величины a_0 рекомендуется следующее расчетное выражение, полученное аппроксимацией результатов расчетов, выполненных счислением в [4]:

$$a_0 = 1.2(1.3 + 6.5F_T)(2.4 - 1.75\alpha)(0.65 + 10\frac{T}{L})(0.25 + 3\frac{T}{L}), \quad (2.45)$$

где T и α — осадка судна на миделе по действующую потерю и коэффициент волноты этой потерю; ρ — радиус инерции масс судна.

Как отмечалось выше, при длинном срезе условием выбора характерной высоты волны λ^* является отсечение 5-го теоретического шпангоута. Поскольку такое явление имеет место при равенстве осадки по этому шпангоуту T_h амплитуде относительных перемещений в этом сечении, равной $\frac{1}{2} a_0 \lambda^*$ (a_0 — максимум амплитудно-частотной характеристики относительных перемещений для 5-го теоретического шпангоута), то

$$\lambda^* = \frac{2T_h}{a_0}. \quad (2.46)$$

С учетом (2.46) сомножитель в выражении (2.43) может быть приближенно представлен в виде

$$\sqrt{1 - \left(\frac{T_h}{\lambda^* a_0}\right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{T_{0.5}}{T_{p0.5}}\right)^2} \approx 0.85 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{T}{T_h}\right), \quad (2.47)$$

где ψ — дифферент, рад (положительный на носу).

Величина λ^* может быть определена соотношением, аналогичным (2.46):

$$\lambda^* = \frac{2T_h}{a_x}, \quad (2.48)$$

в котором T_h и a_x — параметры характерного сечения.

Продолжительность действия ударной нагрузки $\tau_{2.3}$, от которой зависит коэффициент динамичности γ , определяется приблизительно как время погружения характерного сечения. Отношение этой величины к периоду колебаний 1-го тона равно:

$$\bar{\tau}_{2.3} = \frac{0.06(1.15 - \beta_2) \bar{\delta}_1}{1 + 2.5F_T}; \quad (2.49)$$

при бортовом срезе

$$\bar{\tau}_{2.3} = \frac{0.36N_2^2}{(1 + 2.5F_T) a_0 \delta}. \quad (2.50)$$

Здесь β_2 , N_2 , a_0 — коэффициент волноты, надводный борт и максимальная ордината амплитудно-частотной характеристики относительных перемещений характерного сечения; $\bar{\delta}_1$ — относительная частота колебаний корпуса 1-го тона:

$$\bar{\delta}_1 = \gamma \sqrt{\frac{L}{\rho}}. \quad (2.51)$$

С учетом сказанного; опуская некоторые преобразования, формулу (2.37) можно представить в следующем окончательном виде:

при длинном срезе

$$M_{2.3} = 0.015 \frac{\lambda}{L} \left(\frac{\lambda}{L} - \frac{2T}{a_0 L} \right) a_0^2 K_{\phi} \bar{\delta}_1^2 (\bar{\tau}_{2.3}) (1 + 2.5F_T) \times \\ \times \left(1 + \frac{1}{2} \frac{T}{T_h} \right) \frac{L}{107} B^2 L^2; \quad (2.52)$$

при бортовом срезе

$$M_{2.3} = 0.006 \frac{\lambda}{L} a_0 K_{\phi} \left[\frac{K_{\phi,5}}{K_{\phi,0}} \sqrt{1 - \left(\frac{1.7T_h}{\lambda a_0} \right)^2} - 1 \right] \times \\ \times \bar{\delta}_1^2 (\bar{\tau}_{2.3}) (1 + 2.5F_T) B^2 L^2. \quad (2.53)$$

Здесь λ — расчетная высота волны, длина которой равна длине судна; L , B , T — длина, ширина, осадка судна на миделе; T_h , N_2 — осадка и надводный борт в характерном сечении; a_0 — максимум амплитудно-частотной характеристики относительных перемещений характерного сечения:

$$a_x = \frac{a_0}{1.5}; \quad (2.54)$$

a_0 вычисляется по формуле (2.44); K_{ϕ} — коэффициент формы носовой оконечности:

$$K_{\phi} = c(\bar{S}_1) \bar{\delta}_1^3 \bar{b}_1; \quad (2.55)$$

$c(\bar{S}_1)$ находится по рис. 100 в функции от величины $\bar{S}$ [см. формулу (2.41)];

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{b}_0}{\bar{B}}; \quad (2.56)$$

$K_{\phi,5}$, $K_{\phi,0}$ — коэффициенты формы носовой оконечности, определяемые по 2-му теоретическому шпангоуту при погружении его

по кромку борта и по действующему ватерлинию соответственно:

$$\begin{aligned} K_{\phi, \text{в}} &= k(\beta_0) \epsilon' (\bar{S}_{\text{в}}) \bar{S}_{\text{в}}; \\ K_{\phi, \text{п}} &= k(\beta_0) \epsilon' (\bar{S}_{\text{п}}) \bar{S}_{\text{п}} \end{aligned} \quad (2.57)$$

$k(\beta_0)$ вычисляется по формуле (2.42), $\epsilon' (\bar{S}_{\text{в}})$ — по рис. 100; σ_1 — относительная частота колебаний корпуса 1-го тона (см. формулу (2.51)); F_r — число Фруда, соответствующее скорости судна на волнении; ϕ — дифферент судна (положительный на корму); γ — коэффициент деформации, определенный по рис. 101 в функции от относительной величины $T_{\text{вн}}$, которая вычисляется по формулам (2.49) или (2.50).

Результаты расчетов по формулам (2.52) и (2.53) удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Для примера на рис. 102 приведены расчетные и экспериментальные значения коэффициента ударного момента $C_{\text{М}} = \frac{M_{\text{уд}}}{\frac{1}{2} \rho g V L^3}$ для

двух судов, модельные испытания которых были описаны выше [42]. Опытные данные соответствуют половине первоначального размаха колебаний ударного момента (см. рис. 96), в котором,

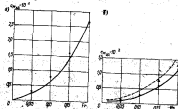


Рис. 100. Сравнение расчетных данных с экспериментальными: а — для теплохода «Софин»; б — для теплохода «Терновский».

Для $k(\beta_0)$, $\epsilon' (\bar{S}_{\text{в}})$ — экспериментально; — расчет; при $k(\beta_0) = 0.2$, $\epsilon' (\bar{S}_{\text{в}}) = 0.2$. Δ — эксперимент; — — — расчет.

как известно, проявляется дополнительное воздействие колебаний вышних тонов (увеличение примерно на 15—20%). Эти объясняются некоторым преувеличением данных эксперимента над расчетными (за те же 15—20%), особенно заметное в случае дифферента, когда увеличение длины волны волнения и смещение максимума ударных нагрузок к узлу формы 1-го тона приводит к относительно большому влиянию вышних тонов.

Результаты расчетов по формуле (2.52) согласуются также с расчетными данными, полученными по другим методам (такие данные на работы [42] приведены на рис. 98). Следует отметить, что число таких сопоставлений пока невелико, и в первую очередь, из-за малого числа экспериментов. Поэтому проверка надежности формул (2.52) и (2.53) нельзя считать законченной, как и процесс совершенствования самих формул.

Напомним, что рассмотренные формулы определяют ударный изгибающий момент для судна, движущегося через регулярные волны, длина которых равна длине судна. Применительно к нерегулярному волнению использование этих формул для определения ударных нагрузок на корпус судна и для последующей оценки прочности корпуса является условным. Отмеченная условность пропадает прежде всего в выборе исходных данных для расчета, который, как известно, тесно связан со способом последующего использования полученного результата в общей схеме оценки прочности. Поэтому в проекте «Норм прочности» имеются специальные указания о выборе расчетной высоты волны и расчетной скорости судна при определении ударного изгибающего момента. Для получения статистических характеристик ударных изгибающих моментов (например, их долгосрочных распределений, подобных долгосрочным распределениям волновых нагрузок) необходимо разработать статистический аппарат, в рамках которого указанные формулы займут свое место. Попытки создания такого аппарата предпринимаются (например, [4, 47]).

Глава 8. ВОЛНОВАЯ ВИБРАЦИЯ

§ 28. Явление волновой вибрации

При эксплуатации больших полностью сварных судов (прежде всего, танкеров и судов для перевозки массовых грузов) в их корпусах возникает сильная вибрация в случае плавания на сравнительно слабом волнении. При этом колебания напряжений в продольных связях корпуса имеют частоту собственных упругих колебаний корпуса 1-го тона, как и винтовые напряжения; однако, в отличие от последних, эти колебания возникают при

связи с усилением кинетической энергии и имеют незатухающий характер. Такое явление получило название «спрингнга», или «волновой вибрации». Проведенные натурные и модельные испытания [70, 124, 104, 92] позволили установить основные черты этого явления и факторы, его определяющие.

В 1967—1970 гг. Американским Бюро Судостроения [104] были проведены обширные испытания в море пяти судов (одного на-

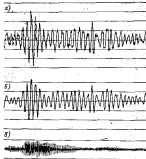


Рис. 103. Записи колебаний, вызванных изгибом на волнении (7 баллов по шкале Бофорта) и волновой вибрацией (судно «Фотини Л»): а — суммарные напряжения; б — напряжения от изгиба на волнении (частота $\sim 0,1$ Гц); в — напряжения волновой вибрации (частота $\sim 0,7$ Гц).

калочного судна «Фотини Л» дедвейтом 74 200 тс, длиной 264 м, и четырех танкеров длиной от 235 до 327 м). Судна совершали рейсы по широко распространенным торговым путям (Персидский залив—Европа—США вокруг мыса Доброй Надежды, Персидский залив—Япония—США и т. п.); запись напряжений общего изгиба на миделе выполнялась автоматически на протяжении трех лет через каждые 4 ч в течение 30 мин (рис. 103). Методом фильтрации напряжения были разделены на две составляющие: на волновые напряжения, имеющие кажущуюся частоту колебаний, и напряжения волновой вибрации с частотой собственных изгибных колебаний корпуса 1-го тона. Это позволило оце-

нить значение каждой составляющей и исследовать закономерности их суммирования. Установлено, что для судна «Фотини Л» максимальные размахи каждой составляющей напряжений примерно одинаковы, однако реализуются они в разные моменты времени и потому не суммируются. Изучение нескольких копированных записей показало, что напряжения «спрингнга» возникали 12 раз за 50 мин и продолжались довольно длительное время. Сравнительно высокий уровень напряжений, сопоставимый с уровнем волновых, имел место 4 раза, причем напряжения со-

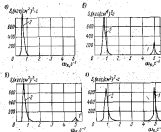


Рис. 104. Энергетические спектры нормированных напряжений в корпусе танкера дедвейтом 47 000 тс: а — при скорости судна 2,5 уз; б — при 7 уз; в — при 11,5 уз; г — при 15,5 уз. 1 — область напряжений «спрингнга»; 2 — область волновых напряжений.

нялись около 2—2,5 мин; следовательно, в течение 20% времени в корпусе существовали повышенные напряжения, включающие напряжения волновой вибрации. Нужно отметить, что «спрингнга» наблюдался на всех пяти судах, однако соответствующие напряжения на танкерах были значительно меньше.

Как в этих испытаниях, так и в других наибольшие размахи напряжений «спрингнга» значительно различались для разных судов, состояний загрузки, интенсивности волнения, скорости, курса/англиса (по данным [124] эта величина достигала 415 кгс/см²). Наиболее существенна зависимость от скорости, о чем свидетельствуют спектры на рис. 104. Они получены обработкой записей суммарных напряжений (волновых и «спрингнга») в корпусе танкера дедвейтом 47 000 тс (L = 215 м) при движении его с разными скоростями из волнения интенсивностью

$\lambda_{\text{вн}} = 3,7$ м [70]. Установлено, что напряжения волновой вибрации увеличиваются приблизительно пропорционально квадрату скорости судна. Вблизи курсового угла показано на рис. 105 (для того же судна на волнении интенсивностью $\lambda_{\text{вн}} = 2,1$ м). Видно, что напряжения волновой вибрации достигают максимума на встречном волнении и малы на попутном.

Загруженное судно гораздо менее подвержено «спрингнгу», чем судно с балластом. Об этом свидетельствуют гистограммы напряжений (рис. 106), зафиксированных за три месяца плавания норвежского танкера водоизмещением 200 000 тс длиной 311 м [124]. В балластных условиях вероятность «спрингнга» не зависит от интенсивности волнения и курсового угла; для судна с грузом эта вероятность увеличивается с ростом интенсивности волнения и по мере приближения к встречным курсовым углам.

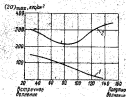


Рис. 105. Влияние курсового угла на максимальные размеры напряжений волновой вибрации (1) и волновых напряжений (2).

Естественно, что напряжения волновой вибрации могут быть не только нормальными, но и касательными. На рис. 107 представлены спектры напряжений в различных конструкциях корпуса французских танкеров водоизмещением 250 000 тс, длиной 320 м (см. § 10).

Натурные испытания не могут со всех сторон осветить такое сложное явление, как «спрингнг». Поэтому способность волнения возбуждать волновую вибрацию судна исследовалась также и в модельных экспериментах, в которых варьировались высота и длина (частота) волн, скорость судна [92]. Явление «спрингнга» наблюдалось при кажущихся частотах волн, близких к собственной частоте упругих колебаний 1-го тона модели. В процессе испытаний с большим трудом удавалось воспроизвести явление резонанса, поскольку даже незначительное отклонение в скорости модели (на 5%) или в периоде волны (на 2,5%) от резонансных соотношений практически полностью исключало проявление волновой вибрации. Испытаниями установлено, что при малых значениях L/λ резонансный пик очень острый, а амплитуды «вибрационного» изгибающего момента значительны.

С ростом L/λ амплитуды становятся меньше, а резонансная область растягивается (рис. 108).

При других модельных испытаниях [2] было обнаружено, что «вибрационные» изгибающие моменты могут также возникнуть.

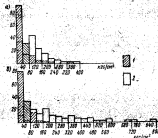


Рис. 106. Гистограммы размеров напряжений в корпусе танкера водоизмещением 200 000 тс: а — с балластом; б — с грузом.

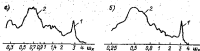


Рис. 107. Спектры напряжений в корпусах конструкций: а — двойных, дельтаобразных (нормальных); б — нормальных (касательных) в продольной переборке танкера «Эмералд»; в — касательных напряжениях в продольной переборке танкера «Жад».

1 — область напряжений «спрингнга»; 2 — область волновых напряжений.

если собственная частота колебаний корпуса в целое число раз больше кажущейся частоты волн. В тщательно поставленных японскими исследователями экспериментах [97, 98] были получены значения «вибрационных» изгибающих моментов на моделях, собственная частота колебаний 1-го тона которых ω_1 либо

равнялась кажущейся частоте ω_n (так называемый резонанс 1-го порядка), либо вдвое превосходила ее (резонанс 2-го порядка). На рис. 109 [98] приведены результаты измерений «вибрационных» и волновых изгибающих моментов в модели сечении модели, представленные в виде обычных коэффициентов момента

$C_M = M/\rho \frac{\pi}{2} BL^2$. При значениях $\omega_n = 14 \text{ с}^{-1}$ для модели, имеющей $L = 4,5 \text{ м}$, необходимые кажущиеся частоты реализовались на регулярных волнах длиной $\lambda = 0,356L = 1,6 \text{ м}$ при различ-

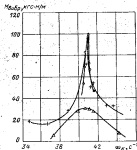


Рис. 108. Изменение изгибающего момента волновой вибрации в зависимости от частоты волн.
+ — $L\lambda = 0,5$; $\square$ — $L\lambda = 0,5$
 Δ — $L\lambda = 1,12$

ных скоростей движения модели ($Fr = 0,30-0,32$ при резонансе 1-го порядка и $Fr = 0,045$ при резонансе 2-го порядка). На рис. 110 эти же данные представлены отношениями амплитуд «вибрационных» и волновых изгибающих моментов. Из рассмотрения результатов испытаний можно сделать следующие выводы.

1. На волнах длиной около $1/2$ длины судна «вибрационные» моменты могли бы иметь значения, на 30% превосходящие значения волновых моментов на этих волнах и составляющие более 50% максимальных волновых моментов на волнах длиной $\lambda = L$, которым, как известно, соответствует коэффициент момента $C_M = 0,025$. Однако условием реализации резонанса 1-го порядка является движение судна на волнении со скоростью, соответствующей $Fr = 0,30$, что, конечно, недостижимо для современных транспортных судов (тем более для очень длинных судов,

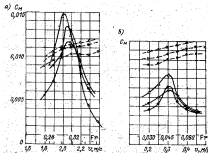


Рис. 109. «Вибрационные» и волновые изгибающие моменты, измеренные на модели модели: а — резонанс 1-го порядка, б — резонанс 2-го порядка.

— «вибрационные» моменты; — — — волновые моменты; Δ — крутка мая $1/2L$
 $\bullet$ — то же $1/2L$; $\square$ — то же $1/2L$

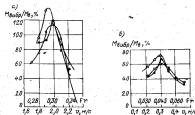


Рис. 110. Отношение амплитуд «вибрационных» и волновых изгибающих моментов.

Обозначения см. рис. 109.

относительно меньшей жесткости и собственной частота ω_0 , которых могли бы обусловить резонанс в рассматриваемых условиях).

2. Вполне реально на судах появление резонанса 2-го порядка, при котором вынужденные изгибные моменты на коротких волнах составляют 10–15% максимальных волновых моментов на волнах длиной, равной длине судна.

Более обширные испытания на регулярном и нерегулярном волнении были проведены с 7-метровой моделью, обводы корпуса и жесткость которой соответствовали танкеру водоизмещением 180 000 тс [97]. Кроме изгибающих моментов измерялись волновые давления на днище по многим точкам по длине и по контурам сечений, а также ускорения точек корпуса. Замеры на нерегулярном волнении, соответствующем четирем спектрам при различной интенсивности, показали следующее.

1. Реакции волновой вибрации (напряжения, ускорения) распределяются по закону Релея.

2. В общем случае волновой изгиб и волновая вибрация существуют и справедливо соотнобщаются

$$\sigma_{\Sigma}^2 = \sigma_{\Sigma_1}^2 + \sigma_{\Sigma_2}^2$$

где σ_{Σ_1} , σ_{Σ_2} , $\sigma_{\Sigma_{\text{теор}}}$ — стандарты напряжений суммарных, волновых и волновой вибрации соответственно.

3. В условиях слабого и умеренного волнения напряжения волновой вибрации преобладают. На сильном волнении увеличивается доля волновых напряжений, а волновая вибрация замещается увеличением напряжений при сдвиге.

При анализе данных натурных и модельных испытаний выдвигаются разные гипотезы о происхождении волновой вибрации. Один из возможных механизмов ее возникновения связывают с выходом носа судна из воды, что сопровождается резким уменьшением плавучести и большими динамическими нагрузками на корпус [70]. Наиболее распространено «резонансное» истолкование явления [2, 70, 97, 98], о котором уже шла речь выше. Существуют и другие подходы к созданию правдоподобной модели явления [5]. В целом можно отметить, что природа этого явления до сих пор не выяснена. Тем не менее уже сейчас уместно изучать его возможные последствия с точки зрения проектирования и эксплуатации судна. На больших судах с полными обводами волновые вибрационные напряжения в ряде случаев сравнимы с волновыми напряжениями от изгиба на волнении умеренной интенсивности, поэтому их учет необходим при проектировании корпусных конструкций, прочности которых определяется требованиями устойчивости долговечности. Для крупнотоннажных судов возможно значительное повышение роли напряжений волновой вибрации при обеспечении прочности и надежности их корпусов. Кроме того, волновая вибрация оказывает отрицательное воздействие на личный состав судна, осо-

бенно при современном размещении жилых помещений в корме, в месте наибольших амплитуд вибрации. Эта обстоятельство делают актуальной разработку методов расчетов оценки волновой вибрации и в первую очередь вызывающей ее нагрузки.

§ 28. Оценка нагрузки, вызывающей волновую вибрацию

Неоднозначность и недостаточная определенность представлений о природе волновой вибрации, отмеченная выше, порождает различия в подходах к теоретическому определению нагрузок, которые ее вызывают. Наиболее естественным и исторически более развитым было рассмотрение резонансных явлений, порождаемых волновыми давлениями на днище примостенного судна при их гармоническом изменении с кажущейся частотой, равной частоте собственных упругих колебаний корпуса 1-го тона. Прямительно к гибким судам с относительно малой осадкой резонансные условия реализуются при плавании на волнах, длина которых хотя и меньше длины судна ($\lambda/L = 0.2 \div 0.4$), но все же значительно превосходит осадку судна ($\lambda/T \gg 1$). При этом на днище судна действуют волновые давления, равные

$$p = \rho g \frac{h \cdot l}{1} \quad (2.58)$$

где h — дальность на поверхности волны.

Такой подход применим к судам внутреннего и отчасти к судам смешанного плавания, для которых он и был предложен [2]. В дальнейшем он с некоторыми усовершенствованиями был распространен и на морские транспортные суда [87]. Здесь необходимо отметить два важных обстоятельства.

Во-первых, на морских судах традиционных типов и размеров указанные условия резонанса не могут иметь места из-за их малой гибкости; как отмечается в работе [6], для таких судов резонанс возможен на волнах, длина которых удовлетворяет соотношению

$$\lambda/L = \frac{1}{12} + \frac{1}{10} \quad (2.59)$$

Такие длины волн сравнимы с осадкой судна ($\lambda/T=1$). Согласно формуле (2.58) порождаемые этими волнами давления на днище пренебрежимо малы и не могут служить нагрузкой, вызывающей волновую вибрацию. Более вероятна реализация указанных выше резонансных условий на судах новых архитектурно-конструктивных типов (бесбереговые суда типа «ро-ро», контейнеровозы с большим раскрытием палуб) или большой длины (супертанкеры, суда для навалочных грузов), жесткость которых относительно меньше, чем у обычных морских судов.

Во-вторых, измерения давлений на моделях, в которых возбуждалась волновая вибрация, показали, что амплитуды давлений распределены по поверхности судна неравномерно: давления максимальны в носовой оконечности и уменьшаются к корму, принимая на миделе минимальные значения; распределение по контуру имеет минимум на киле [97]. Здесь, по-видимому, проявляется влияние непрямоугольности корпуса в носовой оконечности, а также деформация волнового профиля по длине судна.

Большую физическую обоснованность и универсальность имеет расчетная схема, в которой волновая нагрузка, вызывающая волновую вибрацию, определяется с учетом непрямоугольности судна и переменности очертания ватерлинии в носовой оконечности [98]. Ее составляющие в каждом сечении представлены следующими выражениями:

интенсивность изменения сил поддержания

$$q_1(x) = \gamma \int_0^L b(x, z) dz; \quad (2.60)$$

интенсивность сил, связанных с изменением присоединенных масс,

$$q_2(x) = m \zeta'(x) - \rho \zeta(x) \frac{dm}{dx}; \quad (2.61)$$

интенсивность сил сопротивления

$$q_3(x) = \rho N \zeta(x). \quad (2.62)$$

Здесь $\zeta(x)$ — ордината волнового профиля в сечении, отстоящем на расстоянии x от миделя,

$$\zeta(x) = \frac{a}{2} e^{-\frac{3\pi x}{L}} \cos\left(\omega_0 t + \frac{2\pi x}{L}\right); \quad (2.63)$$

m — присоединенная масса в сечении, пропорциональная квадрату ширины волновой ватерлинии $b(x, z)$, измеренной в сечении x на расстоянии z от ватерлинии тихой воды; N — коэффициент сопротивления.

Волновая нагрузка является суммой составляющих (2.60) — (2.62):

$$q(x) = q_1(x) + q_2(x) + q_3(x). \quad (2.64)$$

На рис. III результаты вычислений по формуле (2.64) сопоставлены с данными измерений на модели [98] при $\lambda/L = 0,356$, $Fr = 0,29$, $T/\lambda = 0,13$. Удовлетворительное их согласование свидетельствует о плодотворности такого подхода к определению нагрузки, вызывающей волновую вибрацию.

Расчетом динамического изгиба корпуса под действием этой нагрузки определяются изгибающие моменты при волновой вибрации. На рис. 112 расчетные значения «вибрационных»

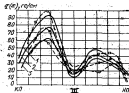


Рис. 111. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных о волновой нагрузке, вызывающей волновую вибрацию (результат 1-го порядка).

Легенда: 1 — расчетные данные q_1 ; 2 — по измерениям q_1 ; 3 — расчетные данные q_2 ; 4 — по измерениям q_2 ; 5 — расчетные данные q_3 ; 6 — по измерениям q_3 .

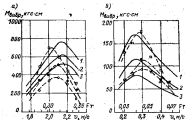


Рис. 112. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных об изгибающих моментах при волновой вибрации. а — результат 1-го порядка; б — результат 2-го порядка.

Обозначения по рис. III.

моментов на модели сопоставлены с измерениями на модели [98]. Согласование также удовлетворительное.

На основе расчетов, выполненных для большого танкера, получена формула для определения напряжений волновой вибрации (соответствующих кликушему резонансу 1-го порядка) для балластных условий [97]

$$\frac{\sigma_{\text{волв}}}{\lambda} = 8,91 \cdot 10^8 \left(\frac{B}{T} \right)^{1/4} \left(\frac{H}{L} \right) \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{D^2} \left(1 + 0,00472 \frac{V}{N_1} \right)^3, \quad (2.65)$$

где $\sigma_{\text{волв}}$ — напряжения волновой вибрации на модели, кгс/см²; λ — высота волн, м; D — подокмещение судна, тт; N_1 — собст-

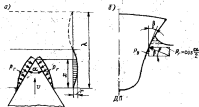


Рис. 113. Взаимодействие носовой оконечности судна с волной, вызывающей волновую вибрацию: а — схема поперечного сечения волны носовой оконечности; б — схема действия волновых давлений.

венная частота корпуса 1-го тона, кол/мин; V — скорость судна, м/с.

Несколько иной подход к определению нагрузок, вызывающих волновую вибрацию, использован в работе [5]. Он опирается на те же физические закономерности, которые рассматривались выше, и использует приближенные зависимости для получения оценок волновых давлений. Поскольку результаты этого исследования использованы в новой редакции «Норм прочности», остановимся на них подробнее.

Рассмотрим взаимодействие носовой оконечности судна с гармонической волной, длина которой, в частности, может соответствовать условию (2.59) (рис. 113). Переменные гидродинамические давления p , приложенные к непрямоугольной носовой окон-

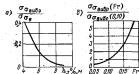
ечности, можно разложить на горизонтальную p_r и вертикальную p_s составляющие, которые связаны соотношением

$$p_s = -p_r \cos \frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \beta, \quad (2.66)$$

где $\alpha/2$ — угол между ДП и действующей ватерлинией в районе носовой оконечности (с учетом подъема воды при движении судна); β — угол между ДП и контуром поперечного сечения в области действия волнового давления.

Составляющая p_s , проинтегрированная по высоте контура, и даст ту вертикальную нагрузку, которая может вызвать волновую вибрацию.

Рис. 114. Нормированные значения напряжений волновой вибрации в корпусе танкера типа «Софья»: а — зависимость от интенсивности волнения; б — зависимость от скорости судна при $R_{\text{кр}} = 4$ м.



Для получения приближенных количественных оценок горизонтальную составляющую волновых давлений можно представить в виде

$$p_r = p_{r1} + p_{r2} \quad (2.67)$$

здесь p_{r1} определяется из рассмотрения взаимодействия волн с неподвижной вертикальной стеной, p_{r2} — из рассмотрения движения носовой оконечности судна при пересечении волны носовой оконечностью. Уравновешивая вертикальную нагрузку соответствующими силами инерции и сопротивления, можно вычислить изгибающий момент в корпусе. Он, очевидно, будет иметь гармонический характер зависимости с кажущейся частотой волны и с амплитудой $M_{\text{волв}}$. Отнеси эту амплитуду к амплитуде волны, получим, как известно, ординату амплитудно-частотной характеристики. Выполняя спектральное преобразование аналогично тому, как это делалось выше для волнового момента, и переходя от изгибающего момента к напряжениям, находим стандарт напряжений волновой вибрации, который, как показала расчетный анализ, пропорционален произведению

$$\sigma_{\text{волв}} \propto \sin^2 \frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \beta \frac{R_1^{2+1,5}}{\eta} \left(\frac{L}{H} \right)^{1,5} L^{1+1,5} \frac{R_2}{V_{\text{ном}}}, \quad (2.68)$$

Здесь η — относительное уменьшение момента сопротивления корпуса по сравнению с требуемым Правилами классификационных обществ; $R_{\text{норм}}$ — коэффициент динамичности для 1-го тона

упругих колебаний корпуса ω_1 при резонансе ($\omega_k = \omega_1$); H — высота борта судна.

Некоторые результаты расчетного анализа представлены на рис. 114. Они соответствуют условиям движения судна через разламерному нерегулярному волнению со средней длиной волны, превышающей резонансную (2,59) более чем в 2—3 раза. Поскольку асимптотическая область спектра ветрового волнения, определяющая явление волновой вибрации, не зависит от интенсивности волнения, то влияние этой интенсивности на стандарт вибрационных напряжений проявляется косвенно, из-за уменьшения скорости судна на волнении.

Использование аналогичного подхода для условий нерегулярного трехмерного волнения показало, что в отличие от волновых напряжений стандарт напряжений азбучной вибрации достигает максимальных значений при косых курсовых углах к основной системе волн. Эти и другие расчетные результаты удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований волновой вибрации. Разумеется, подобные расчетные оценки служат лишь первым приближением, и необходимы дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования в этой области.

ТЕПЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ* ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОРПУСА СУДНА

Глава 5. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

§ 30. Общие характеристики температурных условий

Температура стенок корпуса судна почти непрерывно меняется в течение всего срока службы вследствие суточных и сезонных колебаний температуры воды, омывающей наружную обшивку днища и нижнюю часть бортов, и воздуха, окружающего верхнюю часть бортов, открытую часть верхней палубы и наружные поверхности надстроек и рубок. Зависит она также и от степени нагрева или охлаждения перевозимого груза.

Судно весь срок своей службы проводит в очень сложном температурном режиме. В настоящее время нет статистических данных, характеризующих параметры этого режима. Нет и данных о влиянии изменчивости температуры на характеристики прочности конструкции корпусов. Однако известно, что в ряде случаев в связях судового корпуса, и в том числе в основных продольных связях, возникают значительные температурные напряжения из-за неравномерности нагрева отдельных частей корпуса. Эти напряжения, накладываясь на напряжения от внешних силовых воздействий, могут существенно влиять на прочность конструкции. Известен случай появления трещин и разрывов нижних палуб рефрижераторных судов от температурных напряжений. Возникновение большого числа хрупких трещин в верхней палубе судов, построенных во время второй мировой войны, приписывается растяжению этих палуб в низких условиях плаванья. При этом число хрупких трещин, как правило, увеличилось при понижении температуры воздуха.

Известно, что при одностороннем нагревании конструкции из однородного изотропного материала температурные деформации происходят свободно, без возникновения напряжений. Напряжения не возникают также при равномерном по длине балки

нагреве, когда температура по высоте балки одинакова или изменяется по линейному закону. В последнем случае балка подвергается не только общему продольному растяжению (сжатию), но и общему изгибу. Если эти условия не выполняются, то температурное расширение конструкции не может происходить свободно и в ее сечениях возникают продольные температурные напряжения. Поскольку корпус судна может рассматриваться как составная коробчатая балка (см. ниже), сдвигное относится и к условиям возникновения температурных напряжений в его продольных связях.

§ 31. Аналитическое определение температурных напряжений в продольных связях корпуса судна

При определении температурных напряжений в продольных связях корпуса судна обычно считают, что при продольном температурном изгибе корпуса в вертикальной и в горизонтальной плоскостях соответствующих сечений, плоское до изгиба, остаются плоскими и после него. Предполагается также, что во всех случаях в продольных связях корпуса поперечные температурные деформации могут совершаться свободно. Если и тому же для всех продольных связей корпуса судна можно считать постоянными модуль нормальной усадки E и коэффициент линейного расширения α , то значение продольных температурных напряжений в практических расчетах можно определять по формуле [51]:

$$\sigma_{ii} = E\alpha \left[\frac{1}{F} \sum_{\sigma i} f_i \sigma_i + \frac{\gamma_i}{I_y} \sum_{\sigma i} z_{\sigma i} f_i \sigma_i + \frac{\gamma_i}{I_x} \sum_{\sigma i} y_{\sigma i} f_i \sigma_i - t_i \right], \quad (3.1)$$

где σ_{ii} — продольное температурное напряжение в i -й продольной связи; F — площадь поперечного сечения всех продольных связей эквивалентного бруса; f_i — площадь поперечного сечения i -й продольной связи; t_i — изменение температуры i -й продольной связи; I_y и I_x — инерционные моменты инерции эквивалентного бруса относительно нейтральной горизонтальной оси y и вертикальной оси z .

Среднее значение коэффициента линейного расширения в практических расчетах обычно принимается равным для стали $12 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $2,5 \cdot 10^{-6}$, среднее значение модуля нормальной усадки для стали составляет $2,1 \times 10^6$ кгс/см², для алюминия — $0,7 \cdot 10^6$ кгс/см². Отметим, что температурные напряжения зависят не от абсолютной температуры данной связи, а от изменения этой температуры по сравнению с некоторым условно выбранным температурным состоянием конструкции, относительно которого определяется приращение напряжений. Часто таким эталонным состоянием считается тем-

пературное поле корпуса судна в середине ночи (в 2—4 ч). Ночью в умеренно теплую погоду разность температур морской воды и наружного воздуха обычно бывает наименьшей, и продольные связи судна находятся в некотором температурном равновесии, при котором температурные напряжения пренебрежимо малы. Также ночью температурное поле удобно принимать в качестве эталонного для учета изменений температуры.

Поскольку температурные напряжения продольных связей корпуса судна в данный момент времени зависят только от разности температур этих связей, то в качестве эталонной часто также выбирают температуру какой-то одной из этих связей, обычно дна, которую всегда можно считать равной температуре морской воды. В этом случае в формуле (3.1) все температуры t_i должны считаться равными разности действительной температурой i -й связи и температурой воды; очевидно, эта разность для дна и для бортов ниже грузовой ватерлинии будет равна нулю.

Температура наружных частей корпуса судна зависит не только от температуры окружающего воздуха, но также и от интенсивности солнечной радиации, которая определяется географическим положением судна, сезоном и такими параметрами погоды, как ветер, облачность, осадки, влажность. Кроме того, интенсивность солнечной радиации изменяется в течение дня. Наибольший интерес представляют максимальные изменения температуры наружных частей корпуса в зависимости от изменения интенсивности солнечной радиации в ясную погоду. Степень нагрева стальных конструкций солнечной радиацией зависит также от цвета окрашенной поверхности, как видно из рис. 115 [123, 138].

Когда солнце находится прямо над ДП судна, оно нагревает (выше грузовой ватерлинии) наружные части корпуса по его ширине равномерно. Следовательно, температурный изгиб корпуса происходит только в вертикальной плоскости из-за нелинейного изменения температуры по высоте корпуса (третий член в правой части формулы (3.1) равен нулю). При этом лучшая борта судна нагреваются по-разному, а температура верхней палубы может существенно измениться по ее ширине. В этом случае при падении также и нелинейного градиента температур по высоте корпус судна испытывает температурный изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Учитывая, что жесткость при изгибе в горизонтальной плоскости корпусов сухогрузных судов обычно значительно больше, чем при изгибе в вертикальной плоскости, а также то, что наибольшая разность температур надводных наружных связей корпуса по противоположным бортам в общем случае обычно меньше, чем наибольшее вертикальное градиентное температур, иногда для сухогрузных судов температурное поле считают симметричным относительно диаметральной плоскости. В этом

случае учитывают только вертикальный температурный режим корпуса. Когда известны действительные температуры всех продольных связей корпуса судна, то определить температурные напряжения по формуле (3.1) несложно. Трудности возникают при выборе такого реального температурного поля, при котором возможны заданные температурные напряжения. В основном это может быть в следующих случаях.

Летом в ясный солнечный день наружные надводные части корпуса судна могут нагреваться до температуры $+(65-70)^{\circ}\text{C}$, а морская вода до $+(25-30)^{\circ}\text{C}$ [в этих же условиях на рефрижераторных судах пенополированная нижняя палуба может иметь

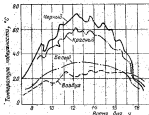


Рис. 115. Влияние цвета на температуру вертикальной поверхности, подверженной солнечному излучению.

температуру $-(15-20)^{\circ}\text{C}$). Разогретые надводные части корпуса не могут свободно расширяться, так как этому препятствуют более холодные части корпуса, погруженные в воду. В результате надводные части, особенно верхняя палуба и верхние части бортов, оказываются сжатыми, а деформация растянутой (на рефрижераторных судах нижняя палуба окажется растянутой).

В зимних условиях наоборот: верхние надводные части корпуса оказываются растянутыми, а погруженные в воду — сжатыми.

На судах, перевозящих самонагревающиеся грузы, температура в трюмах может достигать и зимой до $+(30-40)^{\circ}\text{C}$, а в отдельных случаях до $+(80-100)^{\circ}\text{C}$. Свободному расширению продольных переборок в этом случае препятствуют более холодные продольные связи. В результате переборки оказываются сжатыми, а продольные связи — растянутыми. Опыт эксплуатации американских танкеров Т-2 военной постройки показал, что

хрупкие трещины, появившиеся в конструкциях днищ этих судов, были вызваны напряжениями, обусловленными разностью температур между бортовыми и средними цистернами в результате нагрева нефтепродуктов в средних цистермах перед выгрузкой.

§ 32. Данные замеров и расчетов температурных напряжений

На некоторых плавящихся судах в разное время производились замеры стрелок прогиба, вызванного изменением температуры надводной и подводной частей корпуса. Данные табл. 39 [141] дают некоторое приближенное представление о порядке величин температурных просибов судов. Например, для судна «Бойлер сити» зимой при температуре воздуха -40°C и воды $+4^{\circ}\text{C}$ можно ожидать появления температурной стрелки прогиба около 16 см, что составляет примерно $1/1000$ длины судна. Однако данные табл. 39 для пяти судов оказались существенно разными, что обусловлено в небольшой степени отличиями в размерах и типах этих судов и, по-видимому, является результатом различных изменений температуры по высоте корпуса.

Таблица 39

Температурные вертикальные прогибы, замеренные на некоторых судах

Наименование судна	Тип судна	Длина судна, м	Высота борта, м	Прогиб по 1°C , см	Число градусов на 1 см прогиба, $^{\circ}\text{C}$
«Абукура»	Максикоса	108,5	6,7	0,343*	2,90
«Нисерита»	Танкер	140	10,4	0,192*	5,25
«	»	140	10,4	0,220**	4,55
«Форт Мерфи»	»	153,5	12,0	0,265*	3,78
«Филип Шуйлер»	Субмаринное судно	127	11,4	0,389*	2,64
«Бойлер сити»	То же	135,5	11,6	0,393*	2,54
»	»	138,5	11,6	0,115**	8,70

* По разности температур воздуха и воды.

** По разности температур верхней палубы и днища.

По замерам только стрелок прогиба нельзя определить значений температурных напряжений. На некоторых из указанных в табл. 39 судов делались и непосредственные замеры этих величин. На судне «Филип Шуйлер» было измерено температурное напряжение в листе верхней палубы, когда палуба сильно охлаждалась от $+45,4$ до $+24,4^{\circ}\text{C}$. Температурное напряжение в этом

случае оказалось равным $70,5 \text{ кгс/см}^2$, а стрелка прогиба составила $3,8 \text{ см}$. На танкере «Неврата» измеренное среднее температурное напряжение при разности температур палубы и дна $+16,5^\circ\text{C}$ оказалось равным 320 кгс/см^2 , а на судне типа «Либерти» при дневном изменении температуры палубы на $27,5^\circ\text{C}$ и при постоянной температуре дна — 420 кгс/см^2 .

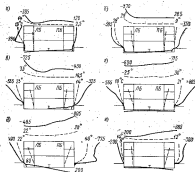


Рис. 116. Суточное изменение температурных напряжений на судне LST-1075: а — от $6,00$ до $8,30$ ч; б — от $6,00$ до $10,00$ ч; в — от $6,00$ до $12,00$ ч; г — от $6,00$ до $13,30$ ч; д — от $6,00$ до $17,30$ ч; е — от $6,00$ до $30,00$ ч.

— — — — — перепад температур; ————— температурные напряжения.

Поскольку температура воздуха и интенсивность солнечной радиации в течение суток могут значительно меняться при почти постоянной температуре морской воды, то большой интерес представляет изучение суточного изменения температурных напряжений в продольных связях корпуса судна в условиях, когда эти напряжения могут быть наибольшими.

На рис. 116 представлены диаграммы изменения температур и температурных напряжений в продольных связях корпуса американского рудовоза-танкера LST-1075 [90, 91, 123, 138]. На рисунке показаны шесть различных температурных полей и эпюры

напряжений, замеренных в разное время суток. В 6 ч утра судно находилось в штатном температурном состоянии, температура морской воды и воздуха была практически одинаковой. Позже, во время всех остальных замеров, температура морской воды (и, следовательно, погруженных нижних частей корпуса) практически также оставалась постоянной.

Диаграммы показывают изменение температуры и напряжений за 14 ч ясного солнечного дня с разрозненными высокими облаками при скорости ветра $10-12 \text{ уз}$.

По диаграммам видно, что сжимающие температурные напряжения изменялись от 120 до 865 кгс/см^2 . Они неравномерно распределены по ширине палубы. Даже при симметричном относительно ДП температурном поле судна (рис. 116, а) напряжения максимум по ширине от -600 кгс/см^2 у левого борта до -705 кгс/см^2 у правого. Температурные напряжения в наружной обшивке бортов судна оказываются наименьшими или в листах ширестрека, или в продольных волочных листах, находящихся на уровне действующей ватерлинии, или непосредственно над ней (рис. 116, а, б, в). Наибольшие температурные напряжения могут достигать значений $700-775 \text{ кгс/см}^2$.

Температурные напряжения в диле оказываются сравнительно небольшими.

Обратим внимание на то, что наибольший перепад температур между палубой и дном при дневных испытаниях был равен 30° . Эта величина, по-видимому, близка к максимальной для теплого времени года. Зимой же перепад температур может достигать 45° , что в 1,5 раза больше, чем для температурного поля на рис. 116, а. Это позволяет предполагать, что температурные напряжения зимой могут оказаться существенно больше приведенных на рис. 116.

Измеренные температурные поля и температурные напряжения выполнялись также на сухогрузном судне «Бойлер сити» при плавании его с балластом с осадкой $4,0 \text{ м}$ (рис. 117) [123, 138, 141]. Наружная обшивка борта ниже ватерлинии растянута, а выше ватерлинии сжата. Напряжения непосредственно у ватерлинии (560 кгс/см^2) — наименьшие, у палубы они увеличиваются почти вдвое. Пик сжимающих напряжений вызвал появление в этом месте потери устойчивости в виде бухтины со стрелой $12,5 \text{ мм}$ и длиной $1,8 \text{ м}$. Температурные напряжения в палубе были сжимающими, но на части ширины палубы, примыкающей к комингсу ложа левого борта, напряжения изменили знак (эта часть палубы затенена фальшбортом правого борта и продольным комингсом грузового ложа левого борта и имела температуру меньшую, чем остальные части палубы).

На рис. 117, б показаны температурные напряжения для симметричного относительно ДП температурного поля. Напряжения в надводной части судна сжимающие, в подводной части корпуса — растягивающие. Перепад температур между палубой и

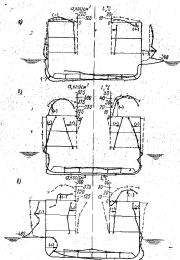


Рис. 117. Замеренные температурные напряжения на судне «Бориса Герца»: а — со стороны правого борта, б — со стороны лев. борта, в — со стороны днища.

— — — — — линия температур, — — — — — температурные напряжения.

длиной здесь увеличивается по сравнению с предыдущим случаем почти на 30°C , а напряжения возросли с 80 до 580 кг/см².

На рис. 117, в затененный правый борт, а солнечная радиация действует с левого борта. Характер и распределение температурных напряжений на рис. 117, в и 117, б аналогичны. Некоторые различия напряжений объясняются разным перепадом температур.

Сравнивая результаты замеров температурных напряжений на рудовозе-танкере (см. рис. 116) и на сухогрузном судне (см. рис. 117), можно видеть, что они сходны. Замеренные на рудо-

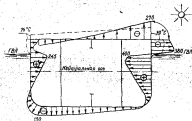


Рис. 118. Расчетные температурные напряжения в корпус танкера. — — — — — линия температур, $^{\circ}\text{C}$; — — — — — температурные напряжения, кг/см².

возе-танкере максимальные напряжения оказались больше аналогичных напряжений на сухогрузном судне, что соответствует большему перепаду температур в первом случае. Замеры на сухогрузном судне были сравнены с результатами расчетов по формуле (3.1) и оказались хорошо согласующимися с ними.

На рис. 118 приведены результаты расчета температурных напряжений для танкера при произвольно заданном перепаде температур между надводными и подводными частями корпуса в случае плавания с полным грузом [132].

Б. В. Козляков [29] произвел расчет температурных напряжений для сухогрузного судна типа «Днепровец» ($L=118$ м, $B=16,8$ м, $H=9,5$ м, $T=7,63$ м) в предположении, что температурное поле симметрично относительно ДП и что температура конструкций ниже ватерлинии и заборной воды одинакова (она принята в расчете за условный ноль). Рассмотрены следующие расчетные случаи (табл. 40):

Расчетные температурные напряжения и продольные силы судна «Дюгерос»

Условие работы	Внешняя температура, °С	Температурные напряжения, кгс/см ²				
		Верхняя палуба	Борт (внутренний и наружный)	Наружная палуба	Внутренний дна	Днище
Генеральный груз						
Зима	-34	+219	+435	-418	—	+96
Лето	+40	-257	-535	+490	—	-113
Рефрижераторный груз						
Лето	+20	-82	-334	+1720	—	-302
Генеральный груз						
Зима	-34	+8,1	+490	+83	-1070	+1070
Груз угля						
Зима	-34	+400	+685	-1120	-625	+405

а) в трюмах генеральный груз. Зимний рейс: температура воздуха -30°C , забортной воды $+4^{\circ}\text{C}$. Летний рейс: температура надводных частей корпуса $+50^{\circ}\text{C}$, воды $+10^{\circ}\text{C}$;

б) судно с рефрижераторными трюмами. Летний рейс: температура верхней палубы и надводного борта $+50^{\circ}\text{C}$, воды $+30^{\circ}\text{C}$, изолированной второй палубы -30°C , внутреннего дна и днища $+30^{\circ}\text{C}$;

в) в трюмах генеральный груз. Зимний рейс: температура верхней палубы и надводного борта -30°C , воды $+4^{\circ}\text{C}$; второй палубы -10°C , внутреннего дна $+100^{\circ}\text{C}$ (при разогреве топлива);

г) в трюмах уголь. Зимний рейс: температура воды $+4^{\circ}\text{C}$, температура верхней палубы надводного борта -30°C , температура второй палубы и внутреннего дна $+40^{\circ}\text{C}$.

Анализируя данные табл. 40, В. В. Козляков отмечает: «При наличии рефрижераторных трюмов напряжение во второй палубе достигает $+1720$ кгс/см². Дефекты в сварных швах и недостаточная вязкость материала при таких напряжениях могут стать причиной хрупких трещин даже без волновых нагрузок. Действительно, при испытании в порту промысловой базы «Спаски», построенной в Японии, большая хрупкая трещина во второй палубе возникла при аналогичных расчетным температурным воздействиях [10]. В случае разогрева топлива во внутреннем дна возникают высокие растягивающие и сжимающие напряжения соответственно в днищевой обшивке и в настиле внутреннего дна. В аналогичной ситуации при температуре наружного воздуха $+2^{\circ}\text{C}$ и небольшом волнении (2—3 балла) об-

разодалась хрупкая трещина длиной несколько метров в днище парохода «Баку» (типа «Либурти»). В случае перевозки угля возникают значительные растягивающие напряжения в палубе и днище и сжимающие — во второй палубе и настиле внутреннего дна. В такой температурной ситуации возникла хрупкая трещина длиной более 2 м в палубе парохода «Войков» (типа «Либурти») при стоянке в порту Ванноса.

Непрерывные трехлетние определения температурных напряжений на пяти американских судах [104] показали, что эти напряжения могут быть значительными. Например, на одном из судов размах напряжений за сутки достигал 460 кгс/см².

Накладываясь на напряжения от шквля корпуса судна на тихой воде и на морском волнении, такие напряжения могут оказывать существенное влияние на прочность и надежность корпуса.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ КОРПУСА СУДНА

Глава 10. КОРПУС СУДНА КАК ИЗГИБАЕМАЯ БАЛКА

§ 33. Общая характеристика конструкции корпуса

Корпус судна состоит из днища, бортов и верхней палубы, образующих его внешнюю водонепроницаемую оболочку. Внутри корпус разделен на отдельные водонепроницаемые отсеки: по высоте — палубами, по длине — основными поперечными переборками, а по ширине — продольными переборками. Наружное и внутреннее дно, борта, палубы и переборки представляют собой плоскостные (горизонтальные или вертикальные) перекрытия, состоящие из листового металла, или настила, подкрепленных продольными и поперечными, горизонтальными и вертикальными балками набора. Перекрещивание основных перекрытия в совокупности образуют водонепроницаемую полую балку, которая имеет деревянное по длине поперечное оснащение. В средней части поперечное сечение корпуса морских транспортных судов имеет прямоугольно-коробчатую форму, образованную почти плоским дном, прямоугольными вертикальными бортами и почти плоской верхней палубой. На быстроходных судах дном обычно имеет килеватость.

Геометрическая форма корпуса судна определяется теоретическим черчением, который разрабатывается с учетом, главным образом, требований, предъявляемых к корпусу как твердому телу для обеспечения необходимой плавучести, остойчивости, ходкости и других мореходных качеств судна, а также с учетом возможности рациональной постройки судна.

Выбор числа и расстановку главных поперечных переборок производит при разработке чертежей общего расположения судна исходя из условия рационального и безопасного использования отдельных отсеков, предназначенных для размещения грузов, машинно-котельных помещений, балластных цистерм,

жилых помещений и для других судовых надобностей, а также с учетом непотопляемости, необходимых нормальных условий для дифференциации судна, противопожарной безопасности.

При разработке чертежей общего расположения судна устанавливаются высота и протяженность двойного дна; число нижних палуб и их расположение по высоте корпуса, а также число и расположение на верхней палубе надстроек и рубок; определяются размеры и расположение грузовых люков и люков для доступа во все помещения судна, назначаются тип и места установки различных судовых устройств.

При проектировании конструкции корпуса судна руководствуются уже разработанным теоретическим черчением и чертежами общего расположения судна. Следовательно, оказываются заданными: форма корпуса, габариты и форма отдельных судовых переборок, расположение переборок, надстроек, рубок и судового оборудования.

Рентабельность, надежность и безопасность эксплуатации судна определенным образом зависят от прочности и надежности конструкции корпуса. Обеспечение прочности конструкции требует определенных затрат материала, необходимого для ее изготовления. Поскольку материалы для конструкции уменьшают количество полезного груза и, следовательно, рентабельность эксплуатации судна, то весьма важным является обеспечение максимальной прочности конструкции судна без лишней затраты материала. Это требует достаточно полного и правильного учета всех силовых, конструктивных и технологических факторов, влияющих на характеристики прочности конструкции корпуса, что невозможно без оценки возникающего при этом напряженного состояния, необходимого уровня прочности и надежности конструкции, правильного выбора материалов. На сегодняшний день нет еще достаточно четкой и последовательной методики решения таких вопросов.

В настоящее время считают, что для судов обычных типов, размерений и условий эксплуатации общая прочность корпуса обеспечивается, если максимальные нормальные расчетные напряжения в нем только от изгиба расчетным вертикальным изгибающим моментом не превышают некоторой допускаемой величины, установленной в результате успешной эксплуатации ранее построенных судов. Следовательно, установленные таким образом допускаемые напряжения учитывают и необходимые запасы для копирования корпусом различных нагрузок, а также концентрации напряжений, остаточные технологические напряжения и иные конструкции, т. е. всю совокупность факторов, влияющих на прочность корпуса. Такой подход применительно к судам новых типов, опыт эксплуатации которых не накоплен, может потребовать специальных уточнений и изменений, касающихся оценки нагруженности конструкции корпуса, и определения напряженности и работоспособности этих конструкций.

Под общей прочностью корпуса судна понимают прочность корпуса при изгибе его в вертикальной продольной плоскости, являющейся плоскостью симметрии корпуса, т. е. в ДП. Для определения напряжений, возникающих в продольных сечениях корпуса при общем изгибе, в отечественной и зарубежной практике судостроения пользуются формулой теории изгиба балок:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\max}} \quad (4.1)$$

где $\sigma_{\max}$ — наибольшее нормальное напряжение в продольной фибре; $M_{\max}$ — наибольший вертикальный изгибающий момент, действующий в расчетном сечении балки; I_x — центральный момент инерции расчетного поперечного сечения балки относительно горизонтальной оси x ; $y_{\max}$ — вертикальное расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленной от нее фибры; $W_{\max} = I_x / y_{\max}$ — наименьший момент сопротивления расчетного сечения балки.

Формула (4.1) является практически точной для случая чистого изгиба пары сил (поперечные силы отсутствуют) однородной призматической балки в вертикальной продольной плоскости ее симметрии, если все элементы поперечного сечения балки могут воспринимать (без потери устойчивости) приложенные к ним продольные усилия. При этом предполагается:

материал балки при действующих напряжениях следует закону Гука и однороден (для всех элементов поперечного сечения балки модуль нормальной упругости одинаков при растяжении и при сжатии);

поперечные сечения балки остаются плоскими и при изгибе, поворачиваясь вокруг своих нейтральных осей и располагаясь по нормали к изогнутой оси балки;

продольные линейные относительные деформации и соответствующие им нормальные напряжения продольных связей зависят только от расстояний их до нейтральной оси и, следовательно, по ширине поперечных сечений не меняются.

Корпус судна является вертикальными поперечными сечениями длина тяжести и давления воды, равнодействующая которых при прямом положении судна приложена в его ДП. Известно, что в этом случае формула (4.1) дает достаточно точные результаты, причем не только для призматических балок, но и для балок с изменяющимися по длине поперечными сечениями. Хотя при плоском поперечном изгибе в поперечных сечениях балки действуют поперечные силы, искривляющие первоначально плоские поперечные сечения, однако эти искривления обычно оказывают лишь малое влияние на изгибные нормальные напряжения.

В корпусе судна как в тонкостенной коробчатой балке борта и непрерывные продольные переборки служат стенками, а палубы, днище и внутреннее дно — поперечками. Непрерывность контуров поперечных сечений обеспечивает главные поперечные переборки и балки поперечного и продольного набора листовых судовых перекрытий. Предполагается, что при общем изгибе корпуса судна листовые перекрытия сохраняют первоначальную форму срединной поверхности без гофрировки, выщипан и т. п. Наличие неровностей в листовых корпусных перекрытиях, подвергавшихся продольному растяжению и особенно продольному сжатию, может вызывать существенные дополнительные изгибные напряжения листов, не учитываемые формулой (4.1).

В сварных судовых листовых перекрытиях всегда имеет место некоторая гофрировка листов от переборок и них балок набора. Приварка продольных балок набора вызывает поперечную гофрировку листов, которая не оказывает существенного влияния на напряжения от действующих на перекрытия продольных усилий и даже способствует некоторому повышению устойчивости листов при их продольном сжатии. Следовательно, при продольной системе набора формула (4.1) не может давать каких-либо существенных погрешностей.

Приварка к листам поперечных балок набора вызывает продольную гофрировку листовых перекрытий, которая совпадает по направлению с усилиями, действующими на судовые перекрытия при общем продольном изгибе корпуса. В гофрированных листах эти усилия вызывают, кроме простого сжатия или растяжения, изгиб гофров, не учитываемый формулой (4.1), причем дополнительные изгибные напряжения гофров могут оказаться значительными. Следовательно, при поперечной системе набора основных судовых перекрытий, особенно днища и верхней палубы, можно ожидать существенных погрешностей при определении по формуле (4.1) наибольших напряжений при общем продольном изгибе корпуса.

При поперечной системе набора сварных перекрытий днища или палубы надо учитывать, что эти перекрытия, кроме балок главного направления (флоры на днище и бимсы на палубе), имеют жесткие продольные балки: вертикальный киль, динные стрингеры, подпалубные балки (жардингс). Эти продольные балки при восприятии продольных усилий от общего изгиба корпуса оказываются значительно более жесткими, чем листы днища и палубного настила, имеющие продольную гофрировку от сварки. Поэтому общее продольное усилие, действующее в поперечном сечении днища или палубы, распределяется неравномерно по ширине сечения, большая часть его воспринимается участками листов в районе продольных балок. Возможность неравномерного распределения продольных нормальных напряжений от общего изгиба корпуса судна не согласуется с предположением, сделанным при выводе формулы (4.1), о том, что эти

напряжения пропорциональны вертикальным расстояниям от связей до нейтральной оси.

При выводе формулы (4.1) предполагалось, что при продольных деформациях листов судовых перекрытий могут свободно совершаться и поперечные их деформации. При этих условиях модуль нормальной упругости конструкции и материала можно считать одинаковыми. Однако в случае общего продольного изгиба корпуса судна в таких наиболее ответственных продольных связях корпуса, как верхняя палуба и днище, имеющих поперечную систему набора и поддерживающих действительно наибольшие продольные усилия, поперечные деформации не могут происходить свободно, так как этому препятствуют многочисленные поперечные балки набора, которые сами непосредственно не участвуют в восприятии продольных усилий. Препятствия свободному поперечному деформированию, поперечные балки набора обуславливают возникновение в листах перекрытия поперечных нормальных напряжений того же знака, что и продольные нормальные напряжения. В результате этого палуба и днище оказываются при общем продольном изгибе корпуса в плоском напряженном состоянии, которое увеличивает модуль нормальной упругости конструкции перекрытия по сравнению с его значением для материала этой конструкции. Правда, это увеличение невелико и находится в пределах 1—3%. Плоское напряженное состояние судовых перекрытий при общем изгибе корпуса создается также и допрессовкой напругой, действующей на эти перекрытия от давления воды и грузов. В целом учет плоского напряженного состояния, хотя и приводит к некоторому увеличению модуля нормальной упругости, но практически оказывает малое влияние на результаты расчета нормальных напряжений при общем изгибе корпуса судна. Более существенно учет напряженного состояния может сказываться на расчетной оценке стрелки прогиба корпуса при изгибе, приводя к ее уменьшению.

Как уже отмечалось, погрешность применения формулы (4.1) к обшму изгибу корпуса судна может быть обусловлена сравнительно большой продольной гофрировкой листов днища, палубы внутреннего дна и верхней палубы судов с поперечной системой набора этих перекрытий. Впервые появление гофрировки днища и палубы внутреннего дна было отмечено в 1942 г. на судах типа «Либерти». При приварке непрерывными угловыми швами к флорам листы дашевой обшивки между флорами выгибались вверх со стрелкой 2,5—3,0 мм (в некоторых случаях до 8 мм) в средней части судна, причем эта гофрировка имела более или менее регулярный характер. Во время эксплуатации судна стрелка прогиба увеличивалась неодинаково и гофрировка была нерегулярной. Отдельные гофры увеличивались до опасных размеров и требовали ремонта и подкрепления конструкции. Наибольшие гофры, как правило, располагались в одной и той же шпации по обе стороны от вертикального жала. Гофри-

ровка листов днища обычно сопутствует примерно сложной гофрировке палубы внутреннего дна.

Освидетельствование большого числа строящихся судов показало, что начальную погрешку можно считать одинаковой при непрерывных и прерывистых угловых швах приварки флоров к листам, независимо от шпации и толщины листов. Гофрирование же связано с каким-то определенным типом судна или с его размерами.

Когда прогибы листов имеют возможность увеличиваться (при сжатии днища), они обычно распространяются поперек судна, хотя и необязательно в той же шпации; иногда наблюдается их шахматное расположение. При этом форма гофрировки остается более или менее постоянной, хотя имеются и примеры неустойчивости. Редко глубокие гофры находятся в соседних шпациях; обычно они отстоят один от другого на расстояниях нескольких шпаций, а между ними располагаются меньшие гофры. Глубокие гофры часто встречаются в шпациях, прилегающих к келье для водонепроницаемого флору. Скорость образования гофров неопределима, они могут расти быстро до значительных размеров и затем оставаться неизменными в течение года.

В начальный период развития гофров влияние их на прочность корпуса пренебрежимо мало, однако впоследствии, при увеличении до некоторого предела, эффективность работы гофрированного днища уменьшается, а с нею — и прочность корпуса.

Естественно ожидать значительного увеличения гофров в средней части судна, где действует наибольший вертикальный изгибающий момент.

Сказанное относится не только к полностью сварной конструкции, но и к конструкции с клепаными пазами листов дашевой обшивки, приваренной к флорам угловыми швами. Хотя наличие клепаных пазов увеличивает жесткость листов и их устойчивость при сжатии, однако на судах с клепаными пазами листов днища, приваренных к флорам, наблюдается почти такая же гофрировка, как и в случае полностью сварной конструкции; это обусловлено тем, что клепаные пазы располагаются сравнительно близко к дашеющим стрингерам.

Результаты теоретического и экспериментального исследования поведения при сжатии клепаных и сварных конструкций днища в случае поперечной системы набора приведены в работе Д. Мэриен [108]. Было испытано четыре одинаковых по габаритам образца участка двойного дна по ширине от вертикального жала до длинного стрингера (3,05 м) на судне длиной 122 м. Каждый образец по длине имел три листовых флора на расстоянии 762 мм; высота двойного дна 915 мм. Толщина листовых флоров на всех образцах была одинаковой и равной 10 мм. Каждый образец имел одинаковую толщину листов обшивки днища и палубы внутреннего дна, но эта толщина была разной

на отдельных образцах. Два образца (а и в) были полностью сварными и имели толщину листов днаца 13,1 и 15,6 мм, а два (с и д) — полностью клепаными и имели толщину листов днаца 12,7 и 18 мм. Перед испытанием сжимающей нагрузкой сварного образца а были замерены первоначальные наибольшие прогибы листов днаца посередине между вертикальными швами и динцевым стрингером в каждой из трех шпанций, которые оказались равными —2,03, —4,06 и —1,72 мм (знак «+» соответствует прогибу вверх, знак «—» — прогибу вниз). Когда сжимающие напряжения в средней палубе листов были доведены до 785 кгс/см², были обнаружены остаточные прогибы листов, которые при сжимающих напряжениях, равных 1100 кгс/см², оказались в шпанцах равными +1,54, —14,0 и +0,5 мм. Следовательно, наибольшая стрелка прогиба листов в средней шпанции увеличилась в 3,5 раза, а в крайних шпанцах она изменила знак. Соответствующие данные для сварного образца в были следующими. Начальные прогибы, равные —7,82, +1,27, —7,82 мм, при напряжениях сжатия, равных 1100 кгс/см², вызывающих нарушающее стабильность гофрирование, перешли в остаточные прогибы, равные —12,7, +1,78 и —11,45 мм. Клепаные образцы с и д не имели сколько-нибудь значительной начальной погиба листов. Потеря устойчивости внезапно наступила в образце с при среднем сжимающем напряжении 865 кгс/см², в образце д — при напряжении 1415 кгс/см². Эти напряжения оказались равными соответственно 1,57 σ_s и 1,27 σ_s , где σ_s — предел напряжения для листов со свободной опертими кройками.

Общий вывод при анализе результатов этих испытаний следующий: сварные панели при их сжатии изгибаются постепенно (а начинают терять свою эффективность («сдавать»), когда суммарные напряжения от сжатия и изгиба достигают предела текучести материала. В клепаных конструкциях панели листов при сжатии вплоть до потери устойчивости не испытывают изгиба и теряют свою эффективность в момент потери устойчивости. Конечно, в обоих случаях несущая способность листов теряется еще не полностью.

Надо отметить, что испытанные образцы не вполне соответствовали реальной конструкции, у которой толщина листов днаца внутреннего дна обычно меньше толщины листов днацевого обшивки, а днаца днаца, даже в странном районе действия максимальных напряжений от общего изгиба, значительно больше, чем днаца образцов. Кроме того, образцы не испытывали поперечной нагрузки, обычно действующей на днаце судна. В работе [108] сделаны также следующие общие заключения.

1. Полностью сварные суда с поперечной системой набора склонны к гофрированию динцевой обшивки, которое обычно охватывает и застил внутреннего дна. Это явление наблюдалось и на частично сварных судах.

2. На клепаных судах гофрирование не происходит, если значения сжимающих напряжений в днаце не превосходят уровня допускаемых.

3. Единственной конструктивной мерой, позволяющей избежать повреждений этого типа на сварных судах, является применение продольной системы набора днаца.

4. Теоретическое приближенное решение дает результаты, удовлетворительно согласующиеся с данными экспериментов. Однако ясно, что конструкция днаца судна слишком сложна, чтобы в настоящее время можно было получить достаточно точное теоретическое решение.

§ 35. Экспериментальная проверка распределения напряжений в корпусе судна при его изгибе

Покажем, в какой мере все рассмотренные выше обстоятельства могут влиять на эффективность работы продольных стенок корпуса судна при его общем изгибе, как количественно и качественно они могут отражаться на общей прочности судна. Чтобы ответить на эти вопросы, сравним нормальные напряжения, замеряемые на судне, с расчетными значениями этих напряжений, полученными по формуле (4.1), при одном и том же известном изгибающем моменте. Это позволит судить о практической целесообразности применения формулы (4.1) при расчете общей прочности корпусов морских судов, несмотря на то, что некоторые предположения, положенные в ее основу, в той или иной мере не выполняются.

Выше (см. § 13), при рассмотрении испытаний минископов, отмечалось, что замеренные и расчетные нормальные напряжения как для этих минископов, так и для транспортных судов достаточно удовлетворительно согласуются. Приведем некоторые дополнительные данные.

С 1943 по 1948 г. были проведены [141] статические испытания корпусов судов разных типов и размеров как сварных, так и клепаных, имеющих продольную или поперечную систему набора.

Особый интерес представляют испытания двух однотипных английских танкеров (140×18,0×10,4×8,4 м; D=17 150 тс): сварного «Немерита» и клепаного «Ньюкомбин», имеющих продольную систему набора палубы и днаца и поперечную систему набора бортов и продольных переборок. Были получены следующие результаты:

на сварном танкере при перегибе замеренные средние нормальные напряжения растяжения в палубе, равные 890 кгс/см², оказались на 5% меньше вычисленных по формуле (4.1); сжимающие напряжения в днаце, равные 900 кгс/см², оказались одинаковыми и в эксперименте и по расчету;

на клепаном танкере при перегибе замеренные напряжения, равные $\pm 945 \text{ кгс/см}^2$, оказывались почти на 2% больше, чем полученные по расчету;

на сварном танкере при прогибе замеренные средние сжимающие напряжения в палубе и растягивающие в днище были соответственно -510 кгс/см^2 и $+475 \text{ кгс/см}^2$ и оказались на 2 и 2,5% меньше расчетных, полученных по формуле (4.1);

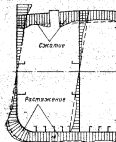


Рис. 118. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в медном сечении сварного корпуса танкера «Неверит».

— — — — — замер; — — — — — расчет.

На клепаном танкере при прогибе замеренные в палубе и днище напряжения были соответственно -365 кгс/см^2 и $+425 \text{ кгс/см}^2$, что в палубе почти на 12% меньше расчетных, а в днище почти на 4% больше расчетных.

На рис. 119 показано распределение замеренных и расчетных [по формуле (4.1)] нормальных напряжений в медном сечении сварного танкера «Неверит» при прогибе. Видно, что значения и характер распределения замеренных и расчетных нормальных напряжений достаточно хорошо согласуются. В то же время степень участия в общем изгибе корпуса продольной переборки, имеющей попереч-

ную систему набора, несколько меньше, чем это предполагается при расчете по формуле (4.1). Можно также отметить, что круговой палубный вырез для входного люка создает концентрацию напряжений у своей кромки.

На рис. 120 сопоставлены замеренные и расчетные напряжения в медном сечении американского танкера T-2 ($153 \times 20,8 \times 12 \times 9,2 \text{ м}$; $D=22\,200 \text{ тс}$) при перегибе. Средние замеренные нормальные напряжения в палубе достигали $+615 \text{ кгс/см}^2$, в днище -685 кгс/см^2 , тогда как расчетные были соответственно $+620 \text{ кгс/см}^2$ и -640 кгс/см^2 .

Эти примеры показывают хорошее соответствие замеренных и расчетных напряжений в случае применения продольной системы набора днища и палубы. В качестве примера, показывающего такое же хорошее соответствие замеренных и расчетных напряжений для сварных транспортных судов, имеющих попереч-

ную систему набора (без значительной гофрировки листов), приведен рис. 121 [123; 132]. Однако в случае гофрирования листов днища при поперечной системе набора может наблюдаться значительно большая несогласованность между замеренными и расчетными напряжениями, особенно на сварных судах. Это можно видеть по рис. 122—124, на которых приведены данные о двух одинаковых по размерениям и водозаменяемо судах: клепаном «Клен Алпин» и сварном «Оушен Валкен».

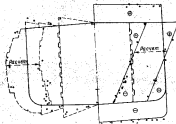


Рис. 120. Распределение нормальных и касательных напряжений от общего изгиба в медном сечении корпуса танкера T-2.

Обозначения: $\odot$ — замеры напряжений на листе танкерной кромки; — — — — — нормальные напряжения; - - - - - касательные напряжения.

На рис. 125 показано распределение нормальных напряжений на сварном судне «Филипп Шульер» (тип «Либерти»), имеющем особенно большое начальное гофрирование днища. Видно, что при удовлетворительном в среднем согласовании распределения замеренных напряжений с расчетными [по формуле (4.1)] обнаружилось и некоторое расхождение.

Главное несоответствие данных заключается в том, что в районе продольных жестких связей (вертикальный киль, днищевые стрингеры) действительные (замеренные) напряжения оказываются существенно больше расчетных. Вдали же от продольных жестких связей нормальные напряжения в средней плоскости листов (особенно сжимающие) становятся меньше теоретических и тем меньше, чем дальше от жестких связей.

Так как крилообразный скуловой лист наружной обшивки более жесткий для восприятия продольных усилий, чем плоские

листы днища, имеющие неровности, то действительные продольные напряжения, особенно сжимающие, в скуловом листе оказываются больше расчетных. Эти отступления значительно более заметно проявляются на сварных судах, чем на клепаных.

Нужно отметить, что, несмотря на большую неравномерность распределения по ширине сжатого днища напряжений от общего изгиба в корпус сварного судна с поперечной системой набора, все же среднее значение этих напряжений в срединной плоскости листов достаточно хорошо аппроксими-

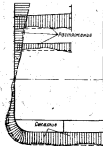


Рис. 121. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в middle section сварного судна.
— измер.; — — — расчет.

мируется расчетом по формуле (4.1). Однако надо иметь в виду, что на сварных судах с поперечной системой набора днища пика

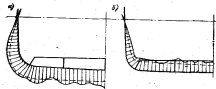


Рис. 122. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в middle section сварного судна «Оулен Балтика».
а — перебор; б — прогон.

сжимающих напряжений у вертикального килля и днищевых стрингеров могут достигать значений, превосходящих почти вдвое расчетные [по формуле (4.1)]. Кроме того, листы днища

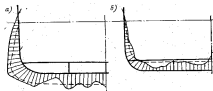


Рис. 123. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в middle section килля нейтральной оси корпуса сварного судна «Оулен Балтика».
а — перебор; б — прогон.

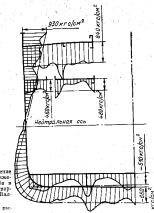


Рис. 124. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в middle section сварного судна «Оулен Балтика».
— измер.; — — — расчет.

в местах наибольшего их гофрирования при внецентренном сжатии вследствие продольных усилий и местного давления воды подвергаются действию больших местных изгибающих моментов, при которых фибровые напряжения на поверхности листов могут достигать предела текучести материала. Вследствие этого

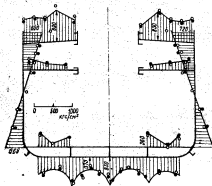


Рис. 125. Распределение нормальных напряжений от общего изгиба в сечении по трансверсальной нагрузке на сварном судне «Либэрти».

Знамен: □ — при изгибающей нагрузке; ● — при сжимающей нагрузке.
Цифры показывают величину напряжений в кг/см².

листы могут пластически выпучиваться при действии обычного расчетного вертикального изгибающего момента.

Наблюдения показывают, что действительная прочность листов, нагруженных сжимающими усилиями в своей плоскости и несущих поперечную нагрузку, оказывается несколько меньше, чем при действии лишь одной из этих нагрузок. На сварных судах (рис. 124 и 125) первоначальное гофрирование листов днища было достаточно большим, чтобы при перегоне корпуса возникли местные изгибающие напряжения, равные пределу текучести материала и вызывавшие остаточные деформации. Это следует из того, что погиб листов после испытаний увеличи-

лся. Естественно, возникает вопрос: как поведет себя конструкция днища при повторном нагружении, после того как она уже претерпела остаточную деформацию. Повторное нагружение при испытаниях судна типа «Либэрти» (рис. 125) показало следующее. Днищевая панель, получившая остаточную деформацию при первом нагружении, ведет себя уступо при увеличении общего изгибающего момента до его значения, равного наибольшему моменту предельного нагружения. Важно, что при этом происходит некоторое перераспределение напряжений в сжатой полке балки (среднее напряжение сжатия при повторном нагружении стало равным 730 кг/см² вместо 940 кг/см² при первом нагружении).

Можно лишь предполагать, как поведет себя эта конструкция, если бы изгибающий момент превысил значения изгибающего момента, действовавшего при первом нагружении. Теоретически можно ожидать, что остаточный прогиб увеличился бы. Хотя это и не было определено экспериментально, но подтверждается опытом эксплуатации судов. Например, систематические последовательные освидетельствования судна «Сушен Вальеса» показали, что остаточный прогиб, равный 3 мм и увеличивавшийся при испытаниях до 11,5 мм, затем за трехлетний период возрос более чем на 25 мм от последующих волновых нагрузок. Это означает также, что волновые изгибающие моменты в процессе эксплуатации были больше, чем при испытаниях.

Таким образом, можно сделать уверенный вывод, что при уменьшении поперечной системы набора днищевого и палубного закрытий на сварных судах меньшего размера. В связи с этим Правила постройки морских судов всех классификационных обществ содержат обязательное требование применять только продольную систему набора днища и верхней палубы на морских судах длиной более 100 м.

Составление поведения сварных и клепаных одностыльных (отличие состоит только в методе соединения) корпусов судов при общем продольном изгибе под действием одинаковых статических изгибающих моментов приводит к заключению, что сварные корпуса темного более гибкие, чем клепаные. Это кажется несколько неожиданным: принято считать, что сварные швы обеспечивают монолитность соединяемых ими элементов конструкции. Объяснение может заключаться в следующем:

в сварных конструкциях напряжения от внешней нагрузки накладываются на остаточные напряжения, которые вызваны технологией изготовления конструкции. В отдельных местах конструкции напряжения могут достигать предела текучести материала и вызывать местные пластические деформации даже при небольших внешних нагрузках.

Листовые панели клепаных судовых корпусов оказываются более жесткими, чем панели сварных судов, что приводит

к большому местному изгибу листовых панелей на сварных швах;

полки угольников, соединяющие листы с балками набора, поперечные и стыковые переборки листов на клепаемых судах не только делают панели более жесткими, но и уменьшают эффективные пролеты этих панелей.

При продольной системе набора судовых переборок влияние всех этих обстоятельств невелико и уменьшается до пренебрежимо малого после первой нагрузки сварной конструкции. В общем можно считать, что при продольной системе набора все существенное различия в поведении сварных и клепаемых судовых корпусов, т. е. в их напряженном состоянии и в стрелках прогиба, вызываемых внешней нагрузкой в пределах ее обычных расчетных значений. Если некоторые различия и существуют, то они имеют второстепенный характер и относятся к деталям проектирования конструкций.

§ 38. Продольные связи корпуса. Эквивалентный брус

Все связи корпуса судна принято разделять на продольные и поперечные. Главными продольными связями корпуса судна являются наружная обшивка днища и бортов и пластины палуб, идущие по всей длине судна. Продольной связью являются также пластины внутреннего дна, идущие почти по всей длине судна, и продольные переборки, идущие на длине, по крайней мере большей 0,5L, в средней части судна. Главными поперечными связями служат главные водонепроницаемые поперечные переборки. Все связи состоят из тонких листовых обшивок, пластин или полозиков, подкрепленных продольными и поперечными балками набора.

К продольным связям судна могут относиться борта и палубы средней надстройки, длина которой превышает величину $3(B/2+A)$, где B — ширина судна; A — высота надстройки. Площади поперечного сечения бортов и палубы таких надстроек включаются в эквивалентный брус (см. ниже) с redukционными коэффициентами, меньшими единицы, зависящими от длины надстройки. При длине надстройки, равной или большей величины $8(B/2+A)$, этот коэффициент принимается равным единице. Такие средние надстройки условно принято называть длинными. Продольные усилия, возникающие в корпусе судна при его общем (вертикальном и горизонтальном) изгибе, достаточно эффективно могут восприниматься только продольными связями, идущими непрерывно, по крайней мере, на длине того района судна, где расчетные напряжения от общего изгиба могут быть значительными. Обычно таким районом считается средняя часть судна длиной $L/2$.

Сравнительно короткие связи, идущие вдоль судна, или достаточно длинные, но не обеспечивающие непрерывной передачи

продольных усилий (по крайней мере, в средней части судна), принимают лишь некоторое частное участие в восприятии усилий от общего изгиба корпуса судна. К таким связям относятся, например, продольные переборки местных пистерн; палубные карлингсы, разрезанные на поперечных переборках, если конструкция крепления их концов у этих переборок достаточно надежна обеспечивает полную передачу продольных усилий; разрезные днищевые и бортовые стрингеры; продольные комингсы люков, не идущие непрерывно по длине судна.

Листовые непрерывные продольные связи, имеющие вырезы шириной более 0,2 ширины листа, в котором они сделаны, достаточно эффективно включаются в общий изгиб только по своей ширине за вычетом вырезов, если нет специальных подкреплений, компенсирующих вырезы. В непрерывных продольных балках, имеющих вырезы для непрерывно проходящих через них поперечных балок, эффективной условно считается площадь их сечения за вычетом ширины выреза, и то лишь при условии, что высота выреза не превосходит 0,6 высоты стенки балки.

Следовательно, в определении степени участия продольных связей в общем изгибе есть некоторая условность, приемлемость которой подтверждается практическим опытом ее применения.

Совокупность эффективных (т. е. участвующих в общем изгибе корпуса) продольных связей составляет так называемую корпус-балку, или, иначе, эквивалентный брус. При этом предполагается, что все продольные связи сделаны из однородного материала, имеющего, в частности, одинаковый модуль нормальной упругости.

Следовательно, эквивалентным бруском называется такая однородная монолитная балка, высота которой равна высоте борта корпуса судна (измеряемой в наиболее сильном от основной линии до верхней кромки стрингерного листа верхней непрерывной палубы у борта). Площади поясков и стенок этой балки равны площадям всех отдельных групп эффективных продольных связей (поясками являются палубы, внутреннее дно, леги; стенкой служат борта судна, продольные переборки, вертикальный киль).

Площади сечений поясков и стенок эквивалентного бруса равны соответственно площадям сечений всех продольных связей, входящих в данную группу, а центры тяжести поясков и стенок должны находиться на той же высоте корпуса судна, на которой находится и общий центр тяжести всех связей, входящих в соответствующую группу.

Площадь сечения эквивалентного бруса, следовательно, равна общей площади сечений всех эффективных продольных связей корпуса судна в его наиболее сильном сечении. Центр тяжести площади сечения эквивалентного бруса по его высоте, совпадает с центром тяжести совокупности всех этих связей. Поэтому центральные моменты инерции площади сечения

эквивалентного бруса относительно его главных центральных осей равен центральному моменту инерции всех эффективных продольных связей корпуса судна в совокупности относительно главных осей инерции корпуса. Также же соответственно, очевидно, существует и между моментами сопротивления сечения эквивалентного бруса и моментами сопротивления сечения всех продольных связей корпуса судна в совокупности, воспринимающими общий его изгиб, если эти моменты сопротивления определяются для фибр, одинаково отстоящих от соответствующей нейтральной оси.

Однако надо иметь в виду, что тождество эквивалентного бруса и корпуса судна в восприятии общего продольного изгиба условно. Оно подразумевает лишь в том ограниченном геометрическом смысле, который указан выше. В действительности равнина эквивалентного бруса и корпуса судна на общий изгиб одинакова лишь постольку, поскольку корпус судна можно считать однородной монолитной балкой и определять напряжения и деформации изгиба корпуса без учета местных неровностей листовых продольных связей и остаточных технологических напряжений. Следовательно, выводы и формулы, полученные в известных предположениях для монолитных балок, применимы лишь с определенными допущениями к изгибу корпуса судна. В предыдущем параграфе вопрос о применимости к корпусу судна формул изгиба монолитной балки был достаточно подробно рассмотрен. Применение термина «эквивалентный брус» вместо совокупности всех продольных связей корпуса судна, принимающих участие в его общем изгибе, не только упрощает изложение, но и подчеркивает ряд условий, которые надо при этом иметь в виду.

Для определения моментов инерции и моментов сопротивления сечений эквивалентного бруса и составных балок пользуются одинаковыми вычислительными схемами.

§ 37. Момент сопротивления сечения балки составного профиля

Рассмотрим схему вычисления на простом примере изгибаемой балки, например длинного водонепроницаемого флора клееной конструкции (рис. 126). Флор состоит из верхнего и нижнего поясков и стенок; поскы со стеной соединены различными угольниками заклепочным швом. При рассмотрении изгиба такой балки обычно в первую очередь интересуются напряжениями в наиболее удаленных от нейтральной оси продольных фибрах.

Продольный вертикальный изгиб флора, симметричного относительно вертикальной оси профиля, происходит в плоскости стенки, нейтральная ось горизонтальна и проходит через центр

тяжести балки. Для определения нормальных напряжений при изгибе балки надо знать моменты сопротивления сечения относительно тех продольных фибр, для которых ищут эти напряжения. Момент сопротивления, как известно, определяется делением момента инерции всего сечения балки (всех ее элементов) относительно нейтральной оси на расстояния от оси рассматриваемой продольной фибры.

Следовательно, для определения момента сопротивления относительно любой продольной фибры балки прежде всего необходимо найти положение центра тяжести расчетного сечения балки по ее высоте. Через найденный центр тяжести надо про-

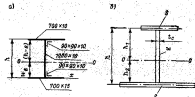


Рис. 126. Сечения флора: а — клееного; б — сварного.

вести нейтральную ось, которая при изгибе в вертикальной плоскости балки горизонтальна (для рассматриваемого флора перпендикулярна к его вертикальной стенке).

После этого надо определить момент инерции расчетного сечения балки относительно найденной нейтральной оси, а затем и искомый момент сопротивления. Для определения положения центра тяжести площади расчетного сечения по высоте балки сначала проводят так называемую переносную ось $x-x$ (рис. 126), параллельную нейтральной оси, но произвольно расположенную по высоте сечения. Относительно этой оси определяют статический момент S_x площади сечения как алгебраическую сумму произведений площади каждого элемента f_i на расстояния z_i центра тяжести площади этого элемента до переносной оси (отстоящими z_i над этой осью и под нею приписываются разные знаки):

$$S_x = \sum_{i=1}^n f_i z_i.$$

Приведя эту сумму выражению статического момента площади сечения как произведения полной площади сечения

балке $F = \sum_{i=1}^n f_i$ на неизвестное расстояние центра тяжести всей площади до переносной оси e , т. е. $S_x = eF$, получим уравнение для определения искомой величины:

$$e = \frac{\sum_{i=1}^n f_i x_i}{\sum_{i=1}^n f_i} \quad (4.2)$$

Для определения момента инерции I_x всей площади сечения балки относительно нейтральной оси считала определяют момент инерции I_x относительно переносной оси как сумму моментов $f_i x_i^2$ всех элементов профиля относительно этой оси и собственных моментов инерции i_i каждого элемента относительно оси, проходящей через центр тяжести площади этого элемента, т. е.

$$I_x = \sum_{i=1}^n (f_i x_i^2 + i_i) \quad (4.3)$$

Так как момент инерции площади сечения относительно какой-либо переносной оси, параллельной нейтральной оси, равен моменту инерции относительно нейтральной оси плюс произведение площади сечения на квадрат расстояния между этими осями, т. е.

$$I_x = I_k + e^2 F,$$

то

$$I_k = I_x - e^2 F. \quad (4.4)$$

Все эти вычисления удобно вести в табличной форме (табл. 41). Произвольное положение переносной оси по высоте профиля выбирают исходя из условия упрощения арифметических действий. В рассмотренном примере (см. рис. 125) эта ось совпадает с верхней кромкой нижнего пояса балки. Минимальный момент сопротивления $W_{min} = 10720 \text{ см}^3$ соответствует верхней кромке верхнего пояса, отстояние которого от нейтральной оси наибольшее и равно $h_{max} = h - e$.

Пользуясь расчетом табл. 41 для непровиняемого клепаного флора (рис. 126), можно легко получить необходимые расчетные величины для сварного флора при тех же размерах поясков и стенок, если исключить из таблицы строки, относящиеся к соединительным уголкам, которых, естественно, в сварной конструкции нет.

Результаты такого расчета приведены в табл. 42. Сравняя данные расчета сварного флора с соответствующими данными расчета клепаного флора, можно видеть, что площадь сечения сварного флора на 11% меньше, чем клепаного. Центральный мо-

Таблица 41

Определение минимального момента сопротивления сечению балки составного профиля

Элементы профиля	Площадь сечения $f_i, \text{см}^2$	Отстояние центра тяжести площади элемента от оси $x-x$ $x_i, \text{см}$	Собственный момент инерции элемента относительно оси $y-y$ $i_i^2, \text{см}^4$	Моменты инерции, см^4	
				относительно оси $x-x$ $I_x^2, \text{см}^4$	собственное $i_i, \text{см}^4$
Верхний пояс:					
700x10	70	100,5	70,3	718	—
90x90x10	17,1	97,4	16,7	168	0,127
Нижний уголок 90x90x10	17,1	2,6	0,45	0,117	0,127
Стежки 1600x10	100	50	50	250	63,5
Нижний пояс 700x15	105	-0,75	-0,79	0,059	—
Σ	309,2		+136,7	1181,2	63,75

$$F = 309,2 \text{ см}^2; S_x = +136,7 \cdot 10^3 \text{ см}^3; I_x = 1215 \cdot 10^6 \text{ см}^4; \\ e = \frac{S_x}{F} = \frac{136,7 \cdot 10^3}{309,2} = 44,2 \text{ см}; I_k = I_x - e^2 F = 1215 \cdot 10^6 - 309,2(44,2)^2 = 610 \times 10^6 \text{ см}^4; h_{max} = h - e = 101 - 44,2 = 56,8 \text{ см}; W_{min} = \frac{610 \cdot 10^6}{56,8} = 10720 \text{ см}^3.$$

Таблица 42

Сравнение моментов сопротивления сварного и клепаного флора

Конструкция флора	Площадь сечения, см^2	Отстояние нейтральной оси от переносной оси, см	Центральный момент инерции, см^4	Моменты сопротивления, см^3	
				верхний пояс	нижний пояс
Непровиняемый клепаный сварной	309	44,2	$610 \cdot 10^6$	$1,07 \cdot 10^4$	$1,33 \cdot 10^4$
Провиняемый сварной	275	43,5	$538 \cdot 10^6$	$0,92 \cdot 10^4$	$1,17 \cdot 10^4$
	225	42,0	$528 \cdot 10^6$	$0,88 \cdot 10^4$	$1,20 \cdot 10^4$

мент инерции площади сечения сварного флора на 13% меньше, а минимальный момент сопротивления его пояса на 14% меньше, чем для клепаного флора, если отсутствие соединительных уголков в сварной конструкции не компенсируется соответствующими уголками поясков.

Если флор проанцаемый, то в его стенке делаются вырезы высотой 40–50% высоты стенки, причем центр выреза практически обычно совпадает с серединой высоты стенки. Вырез при умеренной его длине (вдоль флора) лишь немного уменьшает прочность флора, рассчитанную по ослабленному вырезом сечению.

В последней строке табл. 42 приведены данные расчета сварного флора по ослабленному вырезом сечению, выделенные в предположении, что высота выреза равна половине высоты стенки флора. Хотя площадь ослабленного сечения значительно уменьшается (на 18%) и на 3% снижается нейтральная ось, но значение центрального момента инерции ослабленного сечения уменьшается лишь незначительно (меньше чем на 2%). Минимальный момент сопротивления (для верхней кромки верхнего пояса) уменьшается на 4%, тогда как момент сопротивления нижнего пояса даже несколько увеличивается по сравнению с соответствующими данными для сварного непронцаемого флора.

В практических случаях часто нет надобности применять табличную форму для определения моментов сопротивления сечения простой двутавровой балки, состоящей из двух поясов, соединенных стенкой, поскольку для этого удобно пользоваться следующими аналитическими зависимостями [7], соответствующими обозначениям, приведенным на рис. 126, б:

$$A_1 = h \frac{S_2 + 0,5a}{S_2 + S_1 + a};$$

$$A_2 = h \frac{S_1 + 0,5a}{S_2 + S_1 + a};$$

$$\beta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{S_1 + 0,5a}{S_2 + 0,5a};$$

$$I_0 = A_1^2 \frac{S_2 S_1 + \frac{a}{6} (S_2 + S_1 + 0,35a)}{S_2 + S_1 + a};$$

$$W_{\Sigma} = h \left(S_1 + \frac{a}{6} \frac{4S_1 - 2S_2 + a}{2S_2 + a} \right) = h \left[S_1 + \frac{a}{6} (2 - \beta) \right] = h S_1 + \frac{ah}{6} \left(1 + \frac{S_1 - S_2}{S_2 + 0,5a} \right);$$

$$W_{A_1} = A \left(S_2 + \frac{a}{6} \frac{4S_1 - 2S_2 + a}{2S_2 + a} \right) = A \left[S_2 + \frac{a}{6} (2 - \beta) \right] = A S_2 + \frac{ah}{6} \left(1 - \frac{S_2 - S_1}{2S_2 + a} \right).$$

В этих формулах обозначено: S_1 и S_2 — площади сечений меньшего и большего поясов соответственно; a — площадь се-

чения стенки; h — высота балки, замеренная между средними плоскостями поясов. С достаточной точностью можно считать h равным высоте стенки; A_1 и A_2 — расстояния от нейтральной оси меньшего и большего поясов соответственно; W_{A_1} и W_{A_2} — моменты сопротивления относительно меньшего и большего поясов соответственно.

§ 38. Момент сопротивления сечения эквивалентного бруса

Первое приближение. Геометрические характеристики эквивалентного бруса: положение нейтральной оси по высоте корпуса, центральный момент инерции площади сечения совокупности продольных связей корпуса и моменты сопротивления относительно различных фибр эффективных продольных связей корпуса, — определяются по вычислительной схеме, рассмотренной в предыдущем параграфе, если модуль нормальной упругости для всех продольных связей одинаков, т. е. если все продольные связи изготовлены, например, из стали.

Если некоторые связи сделаны из материала, для которого модуль нормальной упругости E не равен модулю стали E_s , а все остальные связи сделаны из стали, то площадь поперечного сечения продольных связей, изготовленных не из стали, должны включаться в состав эквивалентного бруса не фактической их площадью I_0 , а величиной $I_0 \frac{E}{E_s}$. Например, когда на стальном корпусе судна установлена длинная средняя надстройка из алюминия сплава, то площадь продольных связей такой надстройки должна быть умножена на коэффициент, равный $E_s/E_2 = 0,33$.

На рис. 127 показаны эффективные продольные связи для мидельного сечения двухпалубного сухогрузного судна ($L \times B \times H \times T = 140 \times 20,5 \times 12 \times 9,7$ м). Система набора этого судна по верхней палубе, внутреннему дну и днищу продольная, а по бортам и нижней палубе — поперечная. Так как поперечное сечение корпуса судна симметрично относительно диаметральной плоскости, то на рис. 127 изображена половина сечения, для которой и выполнен весь расчет. Конечные результаты расчета для полусечения затем удваивают, получая данные о полном сечении эквивалентного бруса.

На схеме сечения эквивалентного бруса должны быть указаны профили сечения продольных балок и толщины листов в миллиметрах. Все линейные размеры должны быть показаны в определенном масштабе. Это необходимо для того, чтобы по схеме можно было определить площадь сечения связей и положение центров тяжести этих площадей по высоте корпуса судна.

Надо иметь в виду, что связи палуб включают в эквивалентный брус не полной шириной от бортов до бортов, а только шириной, измеренной от бортов до линии больших вырезов для грузовых люков или шахт машинно-котельного отделения. Следовательно, условно считается, что средняя часть ширины палубы,

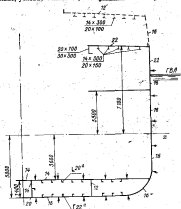


Рис. 127. Продольные связи, составляющие эквивалентный брус, в средней части судостроения судна (район выреза грузового люка).

Цифрами показаны размеры связей и толщина листов в миллиметрах.

ослабленная большими вырезами, не участвует в обеспечении общей прочности корпуса при качке.

Горизонтальную переносную ось часто выбирают так, чтобы она совпадала с основной линией, проходящей по верхней кромке горизонтального киля (или, что то же, по нижней кромке вертикального киля). В этом случае все продольные связи, за исключением горизонтального киля, лежат выше пере-

носной оси, и все отстояния их центров тяжести имеют один знак (положительный). Отрицательное же отстояние горизонтального киля в этом случае пренебрежимо мало и его можно считать равным нулю. В этом случае, однако, значения отстояний центров тяжести площадей сечений связей от переносной оси оказываются сравнительно большими, также большими получаются статические моменты в моменты инерции сечений связей относительно переносной оси.

В расчете удобно оперировать меньшими числами. Этого можно достичь, расположив переносную ось приблизительно на середине высоты борта судна. Тогда все продольные связи разделяются на две части, одна из которых расположена выше, а другая — ниже переносной оси. Отстояния центров тяжести сечений от переносной оси для одной части связей положительны, для другой — отрицательны.

Площади сечения отдельных связей (элементов эквивалентного бруса) удобно измерять в квадратных сантиметрах (см^2), а отстояния центров тяжести площадей элементов — в метрах. При этом статические моменты площадей будут иметь размерность $\text{см}^2 \cdot \text{м}$, а моменты инерции этих площадей — размерность см^4 . Отстояние нейтральной оси от переносной, определяемое делением статического момента на площадь, будет выражено в метрах, а моменты сопротивления относительно продольных волокон эквивалентного бруса, равные частному от деления центрального момента инерции площади сечения эквивалентного бруса на расстояние соответствующей фибры от нейтральной оси, будут иметь размерность $\text{см}^2 \cdot \text{м}$.

Поскольку обычно расчетные изгибающие моменты измеряют в $\text{тс} \cdot \text{м}$, то при размерности моментов сопротивления $\text{см}^2 \cdot \text{м}$ нормальные изгибные напряжения будут иметь размерность $\text{тс}/\text{см}^2$.

Вычисления геометрических характеристик эквивалентного бруса, показанного на рис. 127, приведены в табл. 43 (расстояние переносной оси $x-x$ от основной линии равно 5 м). Видно, что сумма собственных моментов инерции площадей сечения всех продольных связей составляет только 1,2% от всего момента инерции эквивалентного бруса относительно переносной оси, т. е. она лежит в пределах погрешности расчета. Поэтому нет практической необходимости учитывать собственные моменты инерции при определении геометрических характеристик эквивалентного бруса.

Табл. 43 приведена не только для иллюстрации схемы расчета на конкретном примере, она позволяет показать некоторые общие положения.

1) Схема расчета в табл. 43 несколько упрощена тем, что в ней учитывается поперечная погоня верхней палубы и разница в положении по высоте судна центров тяжести палубного настила и продольных балок верхней палубы. В таблице для группы связей верхней палубы введены четыре строки.

Определение геометрических характеристик массивчатого бруса для сужающегося ступа (см. рис. 127)

Группы сечений	Заготовки массивчатого бруса	Размеры сечения, мм	Площадь сечения, см ²	Отношение площадей сечений $\frac{F_x}{F_0}$ в $x-x$	Моменты инерции, см ⁴	
					относительно оси $x-x$	относительно оси $y-y$
Вместе с осью $x-x$						
Полубрус: веревка	Листы настила	4800×22	1056	7,10	7 500	63 200
	Полубрусные балки (6 балок)	$\frac{14 \times 200}{20 \times 150}$	360	6,30	2 480	17 100
	Корданы	$\frac{20 \times 100}{30 \times 300}$	230	6,75	1 530	10 470
	Прокладочный фланец	200×22	44	7,10	312	2 220
каркас	Настил	4800×14	672	8,30	2 330	8 250
	Шпунты	3200×22	484	6,18	2030	18 050
Борт	Обшивки борта	5600×18	800	2,60	2 000	5 000
	Всего вместе с осью $x-x$		3640		19 120	114 280
						196 180

Нижняя ось $x-x$

Борт	Обшивки борта	3000×16	480	-1,50	-720	1 080	360
	Сухой док	3000×18	540	-1,50	-2 160	9 720	165
Полубрусное дно	Настил	10 100×14	1414	-3,60	-5 080	18 300	—
	Прокладочные балки (8 балок)	Полубрусный 20*	201,2	-3,78	-815	3 040	—
	Док вертикального крана	1400×14	196	-4,30	-843	3 640	8,0
	Ребро крана	Полубрусный 20*	27,4	-4,30	-118	308	—
	Докановый стропор (8,5 м) — ты при устье крана	700×12	84	-4,30	-361	1 550	—
Докановый	Обшивки дна	8000×16	1280	-1,95	-6 576	32 630	—
	Прокладочные балки (8 балок)	Полубрусный 22*	262	-4,85	-1 276	6 980	—
	Всего вместе с осью $x-x$		4433		-17 945	78 410	510
	Для подсчета				$\frac{S_x}{F} = \frac{-17 945}{3640} = -4,93$	77 120	
						$J_x = 193 300$ см ⁴	

Отношение инерциальной оси от $x-x$: $e = S_x/F = -4,93$ м.Центральный момент инерции для всего сечения $J_x = 2(193 300 - 0,147 \cdot 8130) - 386,2 \cdot 10^3$ см⁴.Момент сопротивления относительно донного стропора: $W_x = \frac{J_x}{e} = \frac{193 300}{-4,93} = -39 219$ см³.Момент сопротивления относительно вертикального крана: $W_y = \frac{J_y}{e_y} = \frac{114 280}{75,2} = 1520$ см³.5,66 · 10⁶

Расчет, естественно, упрощается, если объединить все связи этой группы в одной строке с суммарной площадью всех связей и считать, что их общий центр тяжести по высоте отстоит от основной линии на расстоянии, равном высоте борта. При этом мы пренебрегаем поперечной погонной пазубы и небольшими различиями в положении центров тяжести этих связей по высоте.

Для продольных связей внутреннего дна, учитывая различные положения их центров тяжести по высоте, в таблице отведено пять строк. Можно было бы объединить в одну строку пазубы и продольные балки внутреннего дна, а также погонную площадь сечения вертикального кила и днищевой стрингера. Центр тяжести всей этой объединенной группы можно считать расположенным на уровне пазубы внутреннего дна.

При этом вторую половину площади сечения вертикального кила и днищевой стрингера в упрощенной схеме расчета рационально объединить с днищевой группой продольных связей, для которой тоже достаточно отвести только одну строку, исключившую днищевую обшивку, продольные днищевые балки и половину вертикального кила и днищевой стрингера. Центр тяжести всей этой днищевой группы связей можно считать расположенным на основной линии, проходящей через верхнюю кромку горизонтального кила, пренебрегая, следовательно, и подъемом линии дна, который в большинстве случаев на транспортных судах мала.

Наконец, с целью упрощения можно отказаться от отдельного учета скульного шота и скрутки скульи, включая скульный шот частично в бортовую обшивку и частично в обшивку дна, а полагаю, что борт доходит до основной линии и соединяется под прямым углом с дном, излучая горизонтально по всей ширине судна.

Результаты расчета упрощенного эквивалентного бруса для того же судна (см. рис. 127 и табл. 43) приведены во 2-й строке табл. 44. В 1-й строке этой таблицы применены для составления результаты расчета по табл. 43. Видно, что принятые упрощения, значительно облегчающие расчет, не приводят к каким-либо существенным погрешностям в определении геометрических характеристик эквивалентного бруса.

2) Продольные связи внутреннего дна расположены ближе к нейтральной оси эквивалентного бруса, чем связи дна, поэтому нормальные напряжения от общего изгиба корпуса в связях внутреннего дна соответственно меньше. Естественно, что материал продольных связей внутреннего дна при общем изгибе корпуса используется менее эффективно, чем материал дна.

Однако участие в обеспечении общей прочности корпуса судна — лишь второстепенная функция внутреннего дна, основное назначение его состоит в обеспечении незадвигаемости трюмов судна при поврежденных днищевой обшивкой и в создании

Геометрические характеристики сечения эквивалентного бруса в различных расчетах вариантов

№ строки	Названия расчеты	Площадь сечения $F, \text{см}^2$		Момент инерции $I, \text{см}^4$	Момент сопротивления $W, \text{см}^3$	Момент сопротивления $W_y, \text{см}^3$		Момент сопротивления $W_z, \text{см}^3$	
		см^2	%	см^4	%	см^3	%	см^3	%
1	Данные, полученные в табл. 43	16,26	100	5,15	100	56,6	100	75,2	100
2	Упрощенный эквивалентный брус	16,26	100	5,05	98,8	56,5	99,8	74,4	98,8
3	без внутреннего дна	13,0	80	6,00	116,5	55,5	98	74,0	97,2
4	без связей (отбой) пазубы	14,9	92	4,85	93,9	51,3	90,8	70,7	94,0
5	без верхней пазубы	12,9	79	3,83	74,3	21,3	37,5	28,6	38,1
6	без продольных балок и вертикальных связей	15,54	96	4,83	93,9	40,3	71,2	53,5	71,2
7	без вертикального кила	15,81	97,2	5,27	101,4	56,4	100	71,5	95,0
8	С учетом дна и связей (отбой) пазубы	17,18	106	5,95	115,9	59,3	105	78,7	105
9	После внесения поправки на изгиб	13,85	85	5,27	101,4	45,3	80,0	59,3	78,7

диальных цистерн двойного дна, необходимых для размещения жидкого топлива и балластного вод.

На некоторых судах нет внутреннего дна. В связи с этим интересно оценить, как повлияет на геометрические характеристики эквивалентного бруса сечение внутреннего дна при неизменных размерах всех остальных продольных связей. Результаты расчета для того же судна при отсутствии внутреннего дна приведены в 3-й строке табл. 44. Сечение настила внутреннего дна (площадь сечения настила и продольных балок внутреннего дна составляет около 20% всей площади сечения эквивалентного бруса) приводит к значительному доыжению (почти на 18%) нейтральной оси и к снижению общей жесткости корпуса (центральный момент инерции корпуса уменьшается на ~15%). При этом, однако, момент сопротивления относительно верхней палубы остается практически неизменным (он уменьшился только на 2%), но сильно падает (приблизительно на 28%) момент сопротивления относительно дна.

Если при внутреннем дне момент сопротивления относительно дна (W_d) на 35% больше момента сопротивления относительно палубы (W_a), то при отсутствии внутреннего дна он становится даже несколько (на 4%) меньше, чем W_d при наличии внутреннего дна.

Следовательно, на этом судне после снятия внутреннего дна идеальные нормальные напряжения на общем изгибе переходят с верхней палубы на дна, даже несколько увеличивая свое значение. Это объясняет, что при отказе от внутреннего дна может потребоваться увеличение толщины листов дна, так как листы дна, кроме общего изгиба, испытывают местный изгиб между балками набора, вызывающий значительные напряжения. Поэтому некоторые Правила постройки морских транспортных судов включают следующие требования: на судах без внутреннего дна толщина листов дна должна быть на 1—3 мм больше, чем на судах того же размера с двойным дном.

3) Материал продольных связей нижних палуб, как и внутреннего дна, при общем изгибе корпуса судна тоже используется значительно менее эффективно, чем материал связей верхней расчетной палубы. Однако главное назначение нижних палуб — не участие в обеспечении общей прочности судна, а разделение трюмов судна по высоте корпуса, дающее возможность целесообразно использовать внутренние объемы судна при перевозке грузов, обеспечить сохранность грузов и удобство их погрузки и выгрузки. О доле участия нижней (второй) палубы в обеспечении общей прочности корпуса можно судить по сопоставлению результатов расчета элементов эквивалентного бруса при наличии нижней (второй) палубы и без нижней (второй) палубы (4-я строка табл. 44), если все остальные продольные связи в обоих случаях остаются одинаковыми.

Видно, что при снятии нижней (второй) палубы, площадь сечения которой в данном случае составляет около 8% площади сечения всего эквивалентного бруса, несколько понижается нейтральная ось (на ~4%), уменьшается величина центрального момента инерции (на ~7%) и почти на 10% уменьшается момент сопротивления относительно верхней палубы, а момент сопротивления относительно дна практически не уменьшается.

Это означает, что при отсутствии нижней палубы для сохранения того же значения W_a площадь сечения верхней палубы должна быть увеличена. Этим объясняется общепринятая практика всех классификационных обществ называть эффективную площадь сечения верхней палубы в зависимости от числа палуб судна. При этом учитывают только вторую и третью палубы в основном корпусе судна, расположенные ниже самой верхней непрерывной палубы, поскольку остальные палубы, лежащие ниже трюмов, обычно уже настолько близко располагаются к нейтральной оси, что их роль в обеспечении общей прочности корпуса оказывается практически пренебрежимо малой. Естественно, что площадь сечения верхней палубы на однопалубном судне должна быть больше, чем на двухпалубном, и тем более больше, чем на трехпалубном судне тех же размеров.

4) В 5-й строке табл. 44 приведены геометрические характеристики эквивалентного бруса того же судна при исключении из участия в общем изгибе корпуса всех продольных связей верхней палубы, например в случае аварийного разрыва этой палубы. Как видно, при этом значительно понижается (на 36%) нейтральная ось, центральный момент инерции уменьшается на 52%, моменты сопротивления относительно палубы и дна уменьшаются соответственно на 62,5 и 26%.

5) В 6-й строке табл. 44 приведены результаты определения элементов эквивалентного бруса того же судна в случае снятия продольных балок верхней палубы общей площадью сечения в 360 см² (4,3% площади сечения всего эквивалентного бруса и 21,3% от площади сечения всех продольных связей верхней палубы). В этом случае несколько понижается (на 6%) нейтральная ось, центральный момент инерции уменьшается на 9%, момент сопротивления W_a уменьшается на 12%, а момент сопротивления W_d — только на 2,5% по сравнению с соответствующими величинами, приведенными в 1-й строке таблицы. Эти данные показывают, как влияет изменение площади сечения верхней палубы на геометрические характеристики эквивалентного бруса.

6) В 7-й строке табл. 44 оценивают роль вертикального изгиба в обеспечении общей прочности корпуса судна. Строка показывает, что в случае разрыва этой связи момент сопротивления эквивалентного бруса относительно дна уменьшается примерно на 2%, а момент сопротивления относительно верхней

палубы не уменьшается. Можно отметить, что роль длинноватого стрингера еще меньше.

7) Все данные, рассмотренные выше, относятся к сечению вне района длиной средней надстройки или к мидельовому сечению судна, в котором вообще отсутствует такая надстройка. Наличие длинной средней надстройки значительно изменяет геометрические характеристики эквивалентного бруса в сечении по этой надстройке.

В 8-й строке табл. 44 приведены результаты расчета в предположении, что палуба средней надстройки (на рис. 127 эта надстройка показана пунктиром, ее высота 2,5 м) является верхней полкой эквивалентного бруса. Размеры продольных связей этой палубы (толщина листового настила и продольные балки) соответствуют требованиям Правил постройки. Размеры продольных связей непрерывной верхней палубы в районе надстройки соответствуют требованиям Правил постройки, установленным для второй палубы трехпалубного судна. Все остальные связи корпуса судна сохраняем такими же.

Из таблицы видно, что в сечении по надстройке площадь сечения эквивалентного бруса увеличилась по сравнению с его площадью сечений вне надстройки на 6%, нейтральная ось поднялась на 0,7 м (приблизительно на 14%), центральный момент инерции увеличился почти на 35%. Момент сопротивления относительно палубы надстройки оказался на 5% больше момента сопротивления относительно верхней палубы вне надстройки (и это несмотря на то, что отстояние палубы надстройки от нейтральной оси в 1,26 раза больше отстояния верхней непрерывной палубы), еще больше увеличился (на 18%) момент сопротивления относительно днища.

8) Естественно, что при износе корпуса судна элементы эквивалентного бруса уменьшаются в прочность корпуса уменьшаются. В 9-й строке табл. 44 приведены результаты определения геометрических характеристик сечения эквивалентного бруса того же судна без длинной средней надстройки после износа его продольных связей.

Условно предпологается, что в результате коррозии и механического истирания может произойти ослабление продольных связей корпуса судна, эквивалентное условному общему уменьшению толщин листов наружной обшивки на 3 мм, листов настила верхней палубы и внутреннего дна — на 2 мм, листов настила нижней палубы — на 1 мм и уменьшению на 10% площади сечения всех продольных балок. При таком износе общая площадь сечения эквивалентного бруса сокращается на 15%, и примерно на 20% уменьшаются моменты сопротивления W_x и W_y .

Отметим, что уменьшение толщин листов наружной обшивки на 3 мм при строительной ее толщине 10 мм на сравнительно небольших судах означает уменьшение на 30% перво-

начальной толщины, тогда как на очень больших судах, где строительная толщина наружной обшивки 30 мм, оно означает уменьшение лишь на 10% первоначальной толщины. Следовательно, относительное уменьшение момента сопротивления сечения эквивалентного бруса при одинаковом абсолютном износе продольных связей зависит от их первоначальных размеров (до износа), т. е. и от длины судна.

В табл. 44 приведены данные о судне длиной 140 м. Для судов меньшей длины относительное уменьшение момента сопротивления эквивалентного бруса составляет более 20%, и чем меньше длина судна, тем оно больше. Для более длинных судов относительное уменьшение моментов сопротивления эквивалентного бруса составляет менее 20%, и чем больше длина судна, тем оно меньше.

Общепринятых норм износа корпусов морских судов при определении их расчетных характеристик прочности нет. Для данных об износе корпусов судов, приведенных в судостроительной литературе, характерен разброс относительно значений, принятых при расчете в табл. 44.

В Правилах постройки судов Регистра СССР 1966 г. предусматривался запас на коррозию при назначении толщин листов наружной обшивки на сухогрузных судах — 3 мм, на танкерах — 4 мм, при назначении толщин листов остальных продольных связей: на сухогрузных судах — 1 мм, на танкерах — 2 мм.

В американских Правилах постройки предусматривается в качестве запаса на коррозию увеличение на сухогрузных судах толщин листов наружной обшивки и открытой штурмовой верхней палубы на 2,5 мм, листов внутреннего дна — на 3,3 мм, остальных листов продольных связей — на 1,8 мм; на танкерах требуется увеличение толщин листов наружной обшивки и палубы на 4,3 мм и остальных продольных связей — на 3 мм.

В японских Правилах постройки судов требуется при расчете моментов сопротивления относительно верхней палубы и днища уменьшать строительную толщину листов продольных связей на 3 мм — для танкеров и на 2 мм — для сухогрузных судов. При этом, как видно из доклада Десктового комитета Третьего Международного конгресса по конструкции судов, среднее уменьшение момента сопротивления сечения эквивалентного бруса для танкеров в зависимости от их длины оказывается следующим:

L, м	100	150	200	250	300
Уменьшение, %	28,6	17,1	11,5	10,25	9,75

Уточним, что эти цифры относятся к строительным толщинам продольных связей из обычной судостроительной малоуглеродистой стали. Толщины листов продольных связей корпуса из сталей повышенной прочности могут оказаться меньшими, в при этом износе на те же 3 мм относительное уменьшение моментов сопротивления эквивалентного бруса будет больше.

9) Отметим, что в целом результаты анализа, приведенные в табл. 44, можно считать достаточно общими, мало зависящими от размеров судов. Только связи, относящиеся к длине средней настилки, могут более существенно зависеть от размеров судов.

10) Можно считать, что изменение размеров продольных связей эквивалентного бруса, расположенных выше нейтральной оси, существенно сказывается на значении момента сопротивления относительно верхней расчетной палубы и мало влияет на момент сопротивления относительно дна. Аналогично и изменение размеров продольных связей, находящихся выше нейтральной оси, мало влияет (или совсем не влияет) на момент сопротивления эквивалентного бруса относительно верхней расчетной палубы.

Второе приближение. Выше при определении геометрических характеристик эквивалентного бруса предполагалось, что все продольные связи корпуса судна, воспринимающие общий его изгиб, полностью эффективны, т. е. способны полностью воспринимать как сжимающие, так и растягивающие напряжения без появления остаточных деформаций или потери устойчивости.

Однако, как уже отмечалось, возможны начальные остаточные прогибы листов продольных связей, например от приварки их к балкам набора. При сжатии таких листов в их плоскости возникают не только общие сжимающие напряжения, но и дополнительные изгибные напряжения. Суммарные напряжения в этих листах могут достигнуть предела текучести даже при небольших или умеренных общих сжимающих напряжениях.

При дальнейшем возрастании продольных усилий от общего изгиба корпуса судна общие сжимающие напряжения распределяются уже неравномерно по ширине связи, т. е. возрастают быть пропорциональным отстоянию их от нейтральной оси (см. рис. 123—125). Примерно то же происходит и в случае потери устойчивости листов при их сжатии в срединной плоскости. Влияние потери устойчивости продольных связей на распределение нормальных напряжений в эквивалентном буре при его общем изгибе можно учесть после проверки устойчивости продольных связей под действием расчетных нормальных напряжений. Расчетные нормальные напряжения вычисляются по моментам сопротивления, которые получены в предположении полной эффективности всех продольных связей эквивалентного бруса (момента сопротивления и напряжения в первом приближении).

Если на какую-либо связь действует сжимающее напряжение, которое в первом приближении оказывается больше ее изгибовых напряжений σ_0 , то эта связь теряет устойчивость и не может считаться полностью эффективной. В этом случае надо выполнять расчет эквивалентного бруса во втором приближении

по той же схеме табл. 43, но площадь сечения связи, потерявшей устойчивость, исключать не полностью, а с редукционным коэффициентом φ , меньшим единицы.

Листы судовых переборок, представляющих собой продольные связи корпуса судна, разделяются продольными и поперечными балками набора на отдельные прямоугольные панели, для которых эти балки служат жесткими опорами контура. В контуре различают длинную и короткую его стороны.

При поперечной системе набора длинная сторона располагается поперек судна, а короткая — вдоль судна, т. е. продольные

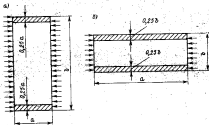


Рис. 126. Редуцирование листовых панелей при их сжатии: а — поперечной системе набора; б — продольной системе набора.

Нередуцируемая часть контура жесткая.

усилия от общего изгиба корпуса приложены к длинной стороне листовых панелей и направлены вдоль короткой стороны (рис. 123, а).

При продольной системе набора длинная сторона располагается вдоль, а короткая сторона — поперек судна, продольные усилия приложены к короткой стороне и направлены вдоль длинной стороны (рис. 123, б). Считается, что при продольном сжатии листовых панелей ее часть, прилегающая к продольным жестким балкам контура, не теряет устойчивости, тогда же остальная часть панелей не поддается редуцированию. Ширина этой нередуцируемой части панелей равна $0,25$ длины короткой стороны (см. рис. 128). Остальная часть панелей редуцируется с коэффициентом φ . Следовательно, связи, потерявшие устойчивость при действии напряжений, определяемых в первом

приближении, должны во втором приближении включаться в эквивалентный брус с их эффективной шириной b_e , равной:

$$b_e = (b - 0,5a) \varphi + 0,5a, \quad (4.5)$$

при продольной системе набора

$$b_e = \frac{b}{2} \varphi + \frac{b}{2} = \frac{b}{2} (\varphi + 1). \quad (4.6)$$

Редукционный коэффициент φ в формулах (4.5) и (4.6) зависит от системы набора корпуса [30; 51]. При продольной системе набора значения φ различны:

для пластин, не участвующих в изгибе перекрытий под действием поперечной нагрузки от давления воды или груза (к таким пластинкам обычно условно относят палубы и борты выше грузовой ватерлинии),

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{н.ср}}}{\sigma_{\text{н.ср}}}, \quad (4.7)$$

для пластин, воспринимающих напряжения от общего изгиба и от изгиба перекрытия (днище и ватсел внутреннего дна),

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{н}} + \sigma_{\text{н.ср}}}{\sigma_{\text{н.ср}}}. \quad (4.8)$$

При поперечной системе набора редукционный коэффициент определяют без учета местных напряжений по формуле

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{н}}}{\sigma_{\text{н.ср}}}. \quad (4.9)$$

В формулах (4.7)–(4.9) приняты следующие обозначения: $\sigma_{\text{н}}$ — излобовое напряжение в пластине; $\sigma_{\text{н.ср}}$ — сжимающее напряжение от общего изгиба в так называемых жестких связях, т. е. в связях, не терпящих устойчивости. В данном случае это напряжения сжатия, вычисленные для рассматриваемой связи в первом приближении; β — коэффициент, равный $2 - \frac{\delta}{t}$, где

t — толщина пластины. Коэффициент β нельзя принимать больше единицы, если отношение $\delta/t < 75$. Практически для транспортных судов почти всегда $\beta = 1$; $\sigma_{\text{н}}$ — местное продольное напряжение в рассматриваемом листе от изгиба перекрытия поперечной нагрузкой, принимаемое со знаком «+» при растяжении и со знаком «-» при сжатии.

Определение редукционных коэффициентов с учетом местных напряжений по формуле (4.8) выполняют только для средних пролетов перекрытия (днища или внутреннего дна). Если сжимающее напряжение окажется $\sigma_{\text{н}} > \sigma_{\text{н.ср}}$, то надо считать $\varphi = 0$.

Излобовые напряжения, входящие в формулы (4.7)–(4.9), определяют для пластины, свободной опертых на жесткий контур: при поперечной системе набора, кгс/см²

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{E \delta^2}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{a} \right)^3 \left(1 + \frac{a^2}{3t^2} \right)^2 \approx 2 \cdot 10^6 \left(\frac{t}{a} \right)^3 \left(1 + \frac{a^2}{3t^2} \right)^2, \quad (4.10)$$

где μ — коэффициент Пуассона (для стали $\mu \approx 0,3$); при продольной системе набора

$$\sigma_{\text{н}} = 8 \cdot 10^6 \left(\frac{t}{a} \right)^2. \quad (4.11)$$

Ниже приведены значения $\sigma_{\text{н}}$, вычисленные по формуле (4.11) при наибольшем отношении δ/t_{max} , которое определено по минимально допустимой толщине листов днища (t_{min}) судовых и нефтяных судов согласно Правилам Регистра СССР 1974 г. при продольной системе набора:

L , м	100	150	200	250	300
δ/t_{max}	62	72	87	103	120
$\sigma_{\text{н}}$, кгс/см ²	2000	3200	5000	7500	11000

По этим данным видно, что даже при минимально допустимых толщинах наружной обшивки (эти толщины зависят от длины судна L и при данной длине должны быть одинаковыми независимо от предела текучести применяемой стали) излобовые напряжения оказываются близкими к пределу текучести обычно применяемых сталей или превосходят его.

Суммарные расчетные напряжения в днище от общего изгиба и от изгиба перекрытия, как правило, не бывают больше 0,75 $\sigma_{\text{н}}$. Обычно строительные толщины листов днища для морских транспортных судов, листы днищевых перекрытий этих судов при продольной системе набора не теряют устойчивости, т. е. следовательно, нет необходимости в их редукции.

Для верхних расчетных палуб судовых и нефтяных судов с продольной системой набора значения $\sigma_{\text{н}}$, вычисленные по формуле (4.11) при отношениях δ/t_{max} , определенных согласно Правилам Регистра СССР 1974 г., приведены ниже:

L , м	100	150	200	250
δ/t_{max}	72	89	103	120
$\sigma_{\text{н}}$, кгс/см ²	1500	2600	4000	6000

Эти данные показывают, что излобовые напряжения в палубе даже при минимальных толщинах листов больше расчетных напряжений, допускаемых при перегибе корпуса судна.

Сжимающие же напряжения при протибке на этих судах обычно не имеют допустимых.

Действительные толщины листов палубного перекрытия на современных грузовых судах, имеющих широким вырезом для грузовых люков, значительно больше минимальных и, как правило, обеспечивают устойчивость листов до напряжений, равных пределу текучести. Следовательно, можно считать, что листы настила верхней палубы сухогрузных судов при продольной системе набора не теряют устойчивости под действием наибольших расчетных напряжений и, как правило, нет необходимости в их редуцировании.

Такой же вывод можно сделать, рассматривая устойчивость листов настила палуб нефтеналивных судов, минимальные толщины которых согласно Правилам Регистра СССР существенно больше, чем на сухогрузных судах.

Требования Правил построения классификационных обществ к минимальным толщинам мало отличаются от требований Правил Регистра СССР, а потому сделанный выше вывод можно считать общим для оценки прочностных характеристик всех судов.

При поперечной системе набора верхней расчетной палубы и длины Правил Регистра СССР требуют назначения таких же минимальных толщин при одинаковых длинах коротких сторон опорного контура листовых панелей, как и в случае продольной системы набора. В то же время эйлеровы напряжения, определяемые по формуле (4.10), почти в четыре раза меньше, чем при продольной системе набора. Поэтому в ряде случаев при поперечной системе набора листы палубы или днища могут терять устойчивость, так что теоретически может потребоваться их редуцирование и определение элементов эквивалентного бруса во втором приближении.

Однако в Правилах постройки морских судов Регистра СССР и в Правилах иностранных классификационных обществ нет требований определять моменты сопротивления эквивалентного бруса во втором приближении.

Объясняется это, во-первых, тем, что на современных судах, имеющих продольных связей корпус которых соответствует Правилам, не наблюдается потеря устойчивости листов палубного настила в дилатной обшивки при обычных условиях их эксплуатации в море (исключая случаи аварий, не предусматриваемых в обычных расчетах, например столкновения, посадки на мель и др.).

Во-вторых, редуциционные коэффициенты определяются достаточно условно. Как видно из формул (4.7) и (4.8), редуцированный коэффициент зависит от эйлеровых напряжений (равных реально действующим сжимающим напряжениям, которые могут вызвать потерю устойчивости) и от условных номинальных напряжений в жестких связях. Условные номинальные на-

пряжения в жестких связях получены расчетом при большом числе различных предположений, связанных с определением как расчетных значений внешних воздействий, так и реакции конструкции на эти воздействия, к тому же без учета напряженного состояния, обусловленного не учитанными в расчете нагрузками.

Хотя в эйлеровы и расчетные напряжения в жестких связях имеют одинаковую размерность, физическая их сущность различна. Поэтому редуциционные коэффициенты, определяемые по формулам (4.7) и (4.8), — лишь некоторые условные измерения. В какой мере они соответствуют действительности, пока остается неизвестным: Во всяком случае, нет объективных доказательств того, что если расчетные сжимающие напряжения в жесткой связи больше эйлеровых напряжений, то лист обязательно потеряет устойчивость. Часто значения расчетных напряжений могут быть занижены по сравнению с реально действующими, и если даже они оказываются больше эйлеровых напряжений, то, очевидно, в действительности потери устойчивости не произойдет.

Значительную условность несет в себе и определение эйлеровых напряжений при поперечной системе набора по формуле (4.10), при выводе которой предполагается, что листовая панель, сжатая вдоль короткой стороны опорного контура, может при потере устойчивости свободно поворачиваться относительно длинной стороны своего опорного контура (предполагается, что панель на этой кромке шарнирно соединена с бимсом на палубе или с флером на днище).

В действительности панель листа по этой кромке жестко соединена с балкой набора и с соседней панелью, сопротивление кручению которых препятствует свободному повороту листа, создавая упругую заделку для его кромок. Расчеты влияния этой заделки на эйлеровы напряжения показывают [49], что при жесткости кручения обычно применяемых профилей палубных бимсов влияние заделки в значительной степени зависит от отношения расстояния l между бимсами к толщине t палубного настила: чем больше отношение l/t , тем больше эйлеровы напряжения. Для коэффициента увеличения K эйлерова напряжения по сравнению со случаем свободного опирания панели l зависимость от l/t получены следующие значения [51].

l/t	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
K	1,0	1,04	1,08	1,13	1,17	1,23	1,27	1,32	1,37	1,43

Если из-за неучета жесткости бимсов или флеров при их кручении эйлеровы напряжения при сравнительно большом отношении l/t окажутся заниженными, например, на 30%, а расчетные сжимающие напряжения — завышенными на 20%, то редуциционный коэффициент по формуле (4.9) будет завышен больше чем на 60%.

В практике английского и американского судостроения критические напряжения для настила верхней палубы при поперечной системе набора принято определять по формуле Монгомера [80] (кгс/см^2):

$$\sigma_{кр} = \frac{2840}{1 + \frac{1}{960} \left(\frac{a}{t} \right)^{1.5}}, \quad (4.12)$$

или по ее аппроксимации

$$\sigma_{кр} = 70 \cdot 10^3 \frac{t}{a}. \quad (4.13)$$

Эта формула дает значительно большие (в 1,5—2 раза) значения критических сжимающих напряжений, чем получаются по формуле (4.10) для свободно открытой пластины.

Формула (4.12) была получена на основе анализа результатов опытов на пластинах со свободными кромками, параллельными сжимающей силе; кромки, перпендикулярные сжимающей силе, имели упругую заделку, жесткость которой в опытах не определялась. Пригодность этой формулы для расчетов листов палубного настила была проверена сопоставлением значений, получаемых по этой формуле, с расчетными значениями действующих напряжений для палуб судов, на которых наблюдалась потеря устойчивости листов палуб в море при штормовой погоде.

Наибольшие напряжения при статической постановке на стандартную волну высотой, равной $1/3$ длины судна, подечтанные для 30 судов, имеющих потери устойчивости листов верхней палубы, оказались разными значениями, полученными по формуле (4.12), или были больше их. Считается, что эта формула дает значения критических напряжений для листов палубы той же степенью условности, с какой определяются и номинальные напряжения в обычном расчете общей прочности судна при статической постановке на стандартную волну.

В отечественном судостроении формула (4.12) не находит практического применения из-за отсутствия фундаментальных исследований надежности ее результатов.

В настоящее время на морских транспортных судах длиной более 100 м верхняя расчетная палуба и днище, как правило, должны иметь продольную систему набора, а для таких судов определение элементов эквивалентного бруса по второму приближению при обычном расчете их общей прочности не является необходимым.

На прочие размеры связей корпусов судов длиной меньше 100 м преимущественное влияние оказывают требования обеспечения не столько их общей прочности, сколько местной прочности и жесткости. Поэтому на таких судах расчетные напря-

жения от общего изгиба обычно оказываются существенно меньше, чем на больших. В результате, как показывают эксплуатация, на этих судах не наблюдается потери устойчивости листовых листов и при поперечной системе набора.

§ 39. Влияние деревянного палубного настила на общую прочность корпуса

Деревянный палубный настил поверх стального применяют главным образом в качестве тепловой изоляции палуб, расположенных непосредственно над жилыми помещениями. На грузовых судах деревянным настилом могут быть покрыты палубы средних надстроек. Если эти надстройки достаточно длинные и, следовательно, палуба таких надстроек может быть рассчитана на первом поперечном эквивалентного бруса, то деревянный настил такой палубы может принимать участие в общем изгибе судна.

На пассажирских судах деревянный настил может находить широкое применение: им покрывают все жилые и прогулочные



Рис. 129. Влияние деревянного палубного настила на устойчивость стального корпуса судна: а — формы потери устойчивости стального настила; б — заклепка деревянного настила эквивалентным стальным ребром.

палубы, следовательно, и палубы, участвующие в обеспечении общей прочности судна. Деревянным настилом могут покрывать верхнюю расчетную палубу рефрижераторных судов.

Бруски деревянного настила одним или двумя болтами в каждой шпации (рис. 129) соединяются со стальными листами палубы так, что обеспечивается их совместная продольная деформация при общем изгибе судна. Однако при одинаковой интенсивности линейной деформации деревянный и стальной настилы палуб при одинаковых их поперечных сечениях воспринимают разные усилия из-за различия их модулей нормальной упругости. Если для стали модуль нормальной упругости равен $E_s = (2,1 + 2,2) \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$, то для дерева $E_d = 0,14 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$, т. е. в 15—16 раз меньше. Поэтому при одинаковой относительной деформации и для усилий, воспринимаемых стальным и деревянным настилами палубы при площадях их сечения

соответственно P_c и F_{Σ} можно написать в соответствии с законом Гука следующие ожидаемые равенства:

$$P_c = \alpha_c F_c = \alpha_c E_c F_c$$

$$P_A = \alpha_A F_A = \alpha_A E_A F_A$$

Для равенства этих усилий, очевидно, необходимо

$$E_c F_c = E_A F_A$$

или

$$\frac{F_A}{F_c} = \frac{E_c}{E_A} \approx 16,$$

т. е. площадь сечения деревянной палубы должна быть примерно в 16 раз больше площади сечения стальной палубы. Это одновременно означает, что при совместном общем растяжении (сжатии) деревянного и стального настилов палубы площадь деревянного настила может засчитываться в число продольных связей лишь с коэффициентом $1/16$. С этим коэффициентом обычно считается возможным заменять деревянную палубу в эквивалентный брус в тех случаях, когда она сжата (на подшее море), так как предполагается, что при раздавливании качественной конопатке стыков деревянных брусьев сжимающие усилия через торцы брусьев могут достаточно надежно передаваться от одного бруса к другому. При растяжении палубы нельзя рассчитывать на передачу растягивающих усилий торцами деревянных брусьев. Правда, продольные растягивающие усилия могут передаваться брусьями деревянного настила вследствие трения в хорошо проконопаченных пазах между брусьями, однако передача растягивающих усилий только в результате трения в пазах менее эффективна, чем передача сжимающих усилий. Поэтому при растяжении палубы придется включить площадь деревянного настила с коэффициентом, равным $1/16$, т. е. предполагается, что эффективность деревянного настила при растяжении примерно в 1,5 раза меньше, чем при сжатии.

Поскольку толщина брусьев деревянного палубного настила в практике судостроения принимается одинаковой во всех судах независимо от их длины (толщина сосновых брусьев 65 мм), то относительно влияние деревянного настила на общую прочность больше на малых судах, чем на больших. Например, для судна длиной 100 м учет деревянного настила при растяжении палубы приводит к уменьшению расчетных нормальных напряжений в палубе от общего изгиба примерно на 10%, а для судна длиной 130 м — примерно на 6%. Вообще же влияние деревянного настила на общую прочность корпуса невелико и находится в пределах точности расчета. Поэтому в настоящее время деревянный настил не включают в эквивалентный брус.

Однако надо отметить влияние деревянного палубного настила на устойчивость стальных листов палубы, имеющей поперечную систему набора. Если при потере устойчивости лист изгибается вверх и с одной стороны, то с смежных спланированных выгибается вниз, причем на бимсах поперечные сечения листа могут поворачиваться. Поэтому эйлеровы напряжения палубных листов обычно определяют в предположении, что они свободно опираются на бимсы, не учитывая сопротивления бимсов кручению. При наличии деревянного настила возможны две формы потери устойчивости стальных листов во время их сжатия (см. рис. 129, а) в зависимости от мест установки бимсов, соединяющих деревянный настил со стальным. Обеим этим формам потери устойчивости соответствует длина волны, равная расстоянию между бимсами, т. е. вдвое меньшая, чем при отсутствии деревянного настила. Поскольку сечения листов на бимсах не поворачиваются, пластичность надо считать жестко заданными на своих опорах (бимсах), что вчетверо повышает эйлеровы напряжения. И. Г. Вульфов писал [7]:

«...Прикрепление палубных настилов к деревянным доскам, достаточно прочно скрепленным с ними, поднимает их жесткость, причем приблизительно эйлеровы напряжения в них можно рассчитывать, найдя момент инерции сложного сечения из листа и досок при помощи обычных приемов, но площадь сечения дерева нужно ввести с множителем, равным отношению модуля упругости дерева и стали 0,04—0,05». Там же П. Ф. Пальмович в своем изречении, к словам И. Г. Вульфов добавил: «Разумеется, здесь следует уменьшать в 20—25 раз ее толщину, а ширину слоя дерева, входя в расчет вместо фактически имеемого слоя дерева эквивалентной ему слой металла» (см. рис. 129, б).

При постройке датского судна «Орегон» в 1939 г. была определена устойчивость стальных палубных листов с деревянным настилом. Листы шириной 1000 мм и толщиной 10 и 14 мм при расстоянии между бимсами, равно 814 мм, сжимались по кромкам, параллельным бимсам. Как видно из табл. 45, при

Таблица 45

Влияние деревянного палубного настила на критическую сжимающую нагрузку стальной палубы

Листы	Толщина, мм	Критическая нагрузка, кгс	Отношение критической нагрузки палубы с деревянным настилом к критической нагрузке палубы без деревянного настила
10	Покрывает вет	2 770	1,0
10	38 (соедин)	14 100	5,2
10	51 (соедин)	17 200	6,2
14	Покрывает вет	7 630	1,0
14	51 (тип)	27 300	3,6

сравнительно небольшой толщины металлических листов деревянный настил в пять раз и более увеличивает критическое усилие сжатия (тем больше, чем толще деревянные настил). При толщине листов 14 мм это увеличение было равно 3,6.

§ 40. Вертикальный изгиб корпуса напряженного судна

Когда судно находится в прямом положении (не имеет крена) и испытывает общий вертикальный изгиб, то плоскость изгиба совпадает с диаметральной плоскостью, которая является продольной плоскостью симметрии z , следовательно, одной из главных плоскостей изгиба корпуса судна. Когда же судно наклонено на угол θ (рис. 130), то плоскость вертикального изгиба

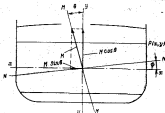


Рис. 130. Вертикальный изгиб корпуса судна при крене.

M — M не совпадает ни с одной из главных плоскостей изгиба корпуса судна. В этом случае происходит так называемый косой изгиб корпуса-балки. Для определения нормального напряжения в любой точке балки $P(x, y)$ с координатами x и y при косом изгибе под действием момента M , надо, как известно, разложить момент M на его составляющие, действующие в плоскостях $y-z$ и $x-z$. Эти составляющие, очевидно, равны $M \cos \theta$ и $M \sin \theta$ (см. рис. 130). Нормальное напряжение от каждого составляющего момента, действующего в соответствующих главных плоскостях изгиба балки, определяется по формуле (4.1). Суммарное напряжение в точке $P(x, y)$ равно, очевидно, сумме напряжений от каждого составляющего момента:

$$\sigma_p = \frac{yM \cos \theta}{I_x} + \frac{xM \sin \theta}{I_y}.$$

Если расчетная точка лежит на нейтральной оси при косом изгибе корпуса, то для нее должно быть $\sigma_p = 0$. Это дает возможность написать следующее уравнение для нейтральной оси корпуса при крене:

$$\frac{y}{I_x} M \cos \theta + \frac{x}{I_y} M \sin \theta = 0$$

или

$$\frac{y}{x} = \operatorname{tg} \phi = - \frac{I_x}{I_y} \operatorname{tg} \theta, \quad (4.14)$$

где ϕ —угол между нейтральной осью $N-N$ при крене и нейтральной осью $x-x$ при прямом положении судна; I_x и I_y —центральные моменты инерции поперечного сечения эквивалентного бруса относительно осей $x-x$ и $y-y$ соответственно.

Из формулы (4.14) видно, что если судно наклонилось на угол θ по направлению вращения часовой стрелки, то нейтральная ось поворачивается против направления часовой стрелки. Угол поворота пропорционален углу крена, но меньше его (для обычных судов $I_x < I_y$).

Вертикальный изгибающий момент при крене изменяется незначительно. Однако при крене N тем же наибольшим моменте напряжения в точке сечения эквивалентного бруса могут существенно измениться, так как меняется ее расстояние от нейтральной оси (см. рис. 130). Например, расстояние точки пересечения стрингера верхней палубы со шпигерком правого борта при крене может быть существенно меньше, чем при прямом положении судна. Следовательно, в этой точке при крене на правый борт напряжения от общего изгиба будут уменьшаться x тем более, чем больше угол крена. Для такой же симметричной точки левого борта картина будет обратной: при крене на правый борт расстояние точки левого борта от нейтральной оси увеличится, а вместе с ним увеличится также напряжение в этой точке от общего изгиба. Поскольку при бортовой качке судна положения рассмотренных точек корпуса периодически изменяются, наибольшие напряжения в них оказываются увеличенными по сравнению с их значениями, подсчитанными для судна без крена.

И. Г. Бубнов [7] считал, что «так как наибольшие изгибающие моменты получаются при курсовых углах, близких к направлению бега волн, когда размах боковой качки велик, то для подобных расчетов нужно брать умеренные углы крена, не более 10—12 градусов, могущих получиться от действия ветра, несимметричной нагрузки и случайных перебоев в правильном чередовании волн». По современным представлениям о поведении судна на нерегулярном морском волнении, конечно, не существует «правильного чередования волн», а значения вертикального изгибающего момента почти не изменяются в пределах изменения курсовых углов на $\pm 25^\circ$ от курса, близкого

к господствующему направлению боя волн. Поэтому не исключена возможность значительной бортовой качки в моменты действия на судно наибольших волновых нагрузок.

В настоящее время специалистами высказывается мнение о необходимости учета бортовой качки при оценках общей прочности корпуса судна. Однако общепринятой методики такого учета пока нет.

Ф. Джанкис еще в 1890 г. нашел, что при крепе 30° наибольшие напряжения, подсчитанные для волнения судна без крена, могут увеличиться примерно на 20%.

В работе [123] приведен расчет напряжений для судна ($160 \times 23,1 \times 13,52 \times 9,55$ м) на стандартной волне с эффективной высотой, равной $0,505 \sqrt{L}$, для волнения судна без крена и при крепе 15°. В результате этого расчета был получен вывод, что наибольшие напряжения от общего калоба при крепе 15° увеличатся для рассматриваемого судна примерно на 15% по сравнению со значением этих напряжений при волнении судна без крена.

Глава II. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА СУДА

§ 41. Общие вопросы проектирования корпусных конструкций

Корпус судна представляет собой сложное инженерное сооружение, обеспечение надежности которого определяется целым рядом разнообразных факторов. К их числу принадлежат:

- сложность и многогранная статическая неопределенность конструкций корпуса, включающих листовые и профильные элементы, их пересечения и узлы, которые могут находиться в линейном, плоском и объемном напряженном состоянии;
- воздействие в течение срока службы совокупности различных нагрузок с весьма различной периодичностью изменения: сравнительно медленно меняющиеся нагрузки на тихой воде; волновые нагрузки, изменяющиеся с кажущимися периодами волн; динамические нагрузки (скачки, волновые вибрации, заклинивание палубы), имеющие частоту собственных упругих колебаний корпуса;
- разнообразие конструктивных материалов и разброс их характеристик;
- сложность технологии постройки сварного корпуса;
- разнообразие условий эксплуатации судна;
- высокая степень ответственности конструкций корпуса судна, определяемая безопасностью людей и стоимостью судна и груза.

Естественно, при проектировании корпуса судна его надежность должна быть обеспечена с учетом этих факторов, и чем лучше они выявлены и изучены, тем полнее выполнены в конструкции результаты такого изучения, тем совершеннее конструкция. В судостроении изучение этих факторов — теоретическое и экспериментальное исследование, анализ опыта эксплуатации — и составляет предмет судостроительной науки. Наука вооружает практику судостроения средствами для совершенствования проектирования, постройки и эксплуатации судов. Этот процесс непрерывен и бесконечен, поскольку он представляет собой составную часть познания природы человеком. На каждом его этапе возникают новые проблемы, порожденные как прогрессом в глубину знаний, так и новыми потребностями практики.

Сегодня кораблестроители знают и могут гораздо больше, чем 100, 50 и даже 20 лет назад. Об этом свидетельствует бурное развитие судостроения.

Современное состояние наших знаний о нагрузках, действующих на судно в процессе его эксплуатации, достаточно подробно характеризуется в предыдущих разделах этой книги, а также в [50]. Другие факторы были названы и обсуждались во введении. Здесь мы подробно рассмотрим важнейшие из них, отметив современный уровень их изучения и те неопределенности, которые объективно еще существуют сегодня, ограничивая внедрение полученных результатов в практику.

Напряженное состояние продольных связей корпуса. Действие внешних нагрузок вызывает в конструкциях корпуса напряжения, которые на каждой площадке, образованной мысленным сечением связи, могут быть ориентированы по нормали к площадке — нормальные напряжения — или по касательной к ней — касательные напряжения. Нормальные напряжения, направленные вдоль корпуса судна, называются продольными. Связи корпуса, в сечениях которых продольные нормальные напряжения являются единственными (при одноосном, или линейном, напряженном состоянии) или преобладающими (при плоском напряженном состоянии), называются продольными. Прочность продольных связей, имеющих значительную протяженность по длине корпуса судна, определяет общую прочность корпуса.

Нормальные напряжения в продольных связях создаются нагрузками, вызывающими общие и местные деформации корпуса. К числу нагрузок, вызывающих общие деформации, относятся прежде всего изгибающий момент в вертикальной плоскости, а также изгибающий момент в горизонтальной плоскости и крутящий момент. Корпус судна, испытывающий эти общие деформации (вертикальный и горизонтальный изгиб, кручение), рассматривается как монолитная балка. Определение

геометрических характеристик сечения корпуса-балки и нормальных напряжений в этих сечениях при вертикальном изгибе было рассмотрено выше (см. гл. 16). При горизонтальном изгибе нормальные напряжения определяются аналогично, изменяется лишь плоскость, в которой приложен изгибающий момент. О нормальных напряжениях при кручении корпуса шла речь выше (см. гл. 6). Продольные нормальные напряжения возникают в связи корпуса-балки и при общем сжатии корпуса под действием продольных горизонтальных составляющих давления воды, а также вследствие неравномерного нагрева корпуса (температурные напряжения, см. гл. 9).

Местные деформации корпуса вызываются поперечной нагрузкой: давлением воды, приложенным к боковой поверхности судна или к палубе при ее залипании; весом груза и оборудования; собственным весом конструкции. Под действием этой поперечной нагрузки изгибаются перекрытия корпуса, продольные ребра жесткости, подкрепляющие обшивку, пластинки обшивки.

Например, перекрытие верхней открытой палубы, ограниченное жесткими опорами по длине (главными поперечными переборками) и по ширине (бортами или продольными переборками и бортами) судна, изгибается от поперечной нагрузки, состоящей из веса палубного груза и оборудования, веса ежатывающейся на палубу забортной воды и собственного веса конструкции. При нагибе палубного перекрытия в нем возникают продольные нормальные напряжения, которые алгебраически складываются с продольными нормальными напряжениями от общего изгиба и кручения корпуса. Кроме того, возникают нормальные напряжения в поперечных связях перекрытия.

Действующая на судовые перекрытия поперечная нагрузка от давления воды, жидкого, насыпного или твердого тарного груза непосредственно воспринимается листами палубов палубных перекрытий. Листы, нагибаясь, передают эту нагрузку на поперечные и продольные балки набора перекрытия, которые являются жестким опорным контуром для отдельных листовых панелей. В листовых панелях при их местном изгибе возникают поперечные и продольные нормальные напряжения. Продольные напряжения от местного изгиба панелей алгебраически суммируются с продольными нормальными напряжениями от общего изгиба и кручения судна и от изгиба отдельных судовых перекрытий.

В зависимости от проецирования продольных нормальных напряжений, которые суммируются в поперечном сечении связи, продольные связи принято разделять на четыре категории.

К первой категории относится связь, в которых действуют нормальные напряжения только от общих деформаций корпуса-балки, например связи палубы, защищенной от залипания водой

и свободной от палубных устройств и грузов (собственным весом конструкций пренебрегают).

В связях второй категории суммируются напряжения от общих деформаций корпуса-балки и от изгиба перекрытий. Примером могут служить стенки и свободные полки кля и днацельных стрингеров, карангоса грузовых палуб.

Связи третьей категории воспринимают нормальные напряжения от общих деформаций корпуса-балки, от изгиба перекрытия и от изгиба между поперечными связями при действии поперечной нагрузки. Это продольные ребра жесткости (и их присоединенные полки) бортов, днацель, грузовых палуб.

Связью четвертой категории является обшивка, в которой в перечисленным выше нормальными напряжениями добавляются напряжения от изгиба листовых панелей перекрытия. При отсутствии продольных ребер обшивка является связью третьей категории. По толщине листа обшивки напряжения первых трех названных видов распределены равномерно, последние — по линейному закону (от наибольшего растягивающего напряжения на одной поверхности листа до наибольшего сжимающего напряжения на противоположной поверхности).

Если перечисленные нормальные напряжения действуют еще зон концентрации напряжений (зоны концентрации напряжений возникают в местах резких изменений геометрической формы, поперечных сечений, резкого изменения непрерывности связей, дефектов сварных швов и т. п.), они называются номинальными и определяются расчетом, основанным на некоторых предположениях о способе деформирования продольных связей (корпус-балка — для связей первой категории, листовая панель перекрытия — для связей четвертой категории) и о нагрузках, вызывающих соответствующие деформации.

Как видно из предыдущих глав, расчетные значения возмозных и ударных вертикальных моментов, горизонтальных и крутящих моментов в настоящее время могут определяться только приближенно, а в некоторых случаях и совсем грубо. Неопределенности возникают при оценке совместного действия отдельных силовых факторов с учетом фазовых соотношений между ними. Нет достаточной определенности и в отношении температурных напряжений.

В местах концентрации напряжений номинальные напряжения могут быть превышены в два-три раза, причем степень этого превышения — она называется коэффициентом концентрации — может быть оценена лишь очень приближенно.

Нужно также учитывать, что суммарные нормальные напряжения складываются не построчно и сложную картину действия остаточных (первичных) напряжений, которые возникают в связях корпуса при их технологической обработке и особенно при сварке. Значения остаточных напряжений, распределение их по корпусу мало изучены.

За время эксплуатации судна связи его корпуса подвергаются износу, коррозии и старению, учет влияния которых на прочностные характеристики носит условный характер.

Обычно вовсе не устанавливается влияние на прочность корпуса комбинационных напряжений от общей ходовой вибрации судна и местной вибрации отдельных судовых перекрытий и улонов.

Опасное состояние корпуса. Любая конструкция, в том числе бортовая, считается пригодной до тех пор, пока в ней не обнаруживаются признаки недостаточности. В докладе Десятого комитета Третьего Международного конгресса по конструкциям судов [50] было принято целесообразным различать два следующих вида «неадекватности»:

повреждение, при котором первоначальная форма конструкции изменялась в ущерб ее дальнейшей работе, даже если при этом и не наступила потеря ее способности выполнять свои функции. Примерами повреждений являются большие остаточные деформации, из-за местной текучести материала (выпучивание), усталостные или хрупкие трещины. Поврежденная конструкция еще в состоянии воспринимать расчетные нагрузки, но уверенности в ее надежности уже быть не может. Следовательно, ремонт поврежденной конструкции должен производиться при первой возможности;

разрушение, при котором конструкция настолько сильно повреждена, что теряет способность выполнять свою функцию. Потеря работоспособности подготавливается постепенно (удлинение усталостной трещины или исчерпание пластичности) или может быть внезапной (потери устойчивости или расхождение крупной трещины). Во всех случаях разрушающая нагрузка должна классифицироваться как минимальная нагрузка, обуславливающая потерю несущей способности конструкции.

Повреждению или, тем более, разрушению конструкции предшествует переход ее в некоторое опасное состояние. Характеристикой его зависит от того физического явления, в результате которого было подготовлено и произошло повреждение.

Анализ опыта эксплуатации судов, их технического обслуживания и надзора за ними, а также результаты экспериментально-теоретического изучения работоспособности корпусных конструкций привели к выводу, что возможны следующие виды повреждений и соответствующих им опасных состояний конструкций корпуса: усталостные; хрупкие; пластические.

Остановимся подробнее на характеристике каждого вида повреждений.

1) **Усталостные повреждения.** Многочисленными экспериментами установлено, что в металлических конструкциях максимальное значение повторяющейся нагрузки при которой появляются усталостные трещины, часто оказывается много меньше критического значения, соответствующего разрыву при статическом

нагружении. Считается, что возникновение и раскрытие усталостных трещин обусловлены растягивающими напряжениями. Чем больше число циклов нагружения конструкции, тем меньше влияние амплитуды растягивающей нагрузки, при котором возникает усталостные повреждения.

Известно, что усталостные трещины, как правило, возникают в местах концентрации (конструктивной или технологической) напряжений, где местные напряжения существенно увеличиваются, а вязкость материала снижается из-за создаваемого здесь объемного напряженного состояния, хотя этот же материал проявляет вполне достаточную пластичность при статическом разрыве.

Усталостная прочность существенно зависит от типа циклического нагружения. Если в каждом цикле нагружения амплитуды растягивающих и сжимающих напряжений одинаковы, то такой цикл называется симметричным. Если в каждом цикле нагружения растягивающие напряжения изменяются от нуля до некоторого наибольшего значения, то цикл называется оттягиваемым, или присущим. Усталостная прочность сталей при пульсирующем цикле нагружения приблизительно вдвое больше, чем при симметричном.

Усталостная прочность сталей при изгибе несколько больше (на 10—15%), чем при симметричном цикле растяжения—сжатия. Она зависит и от размеров конструкций (масштабный эффект).

Если циклические напряжения накладываются в конструкции на постоянно действующее растягивающее напряжение, например напряжение на тихой воде, то усталостная прочность соответственно уменьшается. Эти постоянно действующие напряжения называются средними напряжениями цикла.

Значительное неблагоприятное влияние на усталостную прочность сталей может оказывать коррозия.

Многочисленность факторов, влияющих на усталостную прочность, создает большие трудности при оценке усталостной прочности сложных судовых сварных конструкций. Эти трудности обусловлены в том, что до настоящего времени недостаточно исследованы процессы, происходящие в металле при его «уставании» от циклических нагрузок. Непонятно, например, поддается ли металл в местах концентрации напряжений упрочнению или разупрочнению (т. е. повышается или понижается сопротивляемость материала разрушению) или же имеет место упрочнение в начальной стадии усталостного процесса с последующим разупрочнением.

В настоящее время не существует аналитических методов определения зависимости между амплитудой растягивающего напряжения и количеством циклов, вызывающих усталостное разрушение конкретной конструкции при заданном типе циклического нагружения; такую зависимость можно найти только

экспериментальным путем. Для этого всю конструкцию, ее наиболее слабый узел или элемент подвергают циклическому нагружению при нескольких различных значениях максимальных растягивающих напряжений, и для каждого из них определяют число циклов, соответствующих разрушению образца. По экспериментальным данным строят так называемую установившуюся кривую $\sigma-N$ (выражаемое—число циклов). Эта зависимость, построенная в логарифмических координатах, оказывается прямой логарифмической линией, спадающей по мере увеличения числа циклов. При $N=2 \cdot 10^6$ установившаяся кривая для сталей обычно переходит в прямую линию, параллельную оси абсцисс (число циклов). Наибольшее растягивающее напряжение, соответствующее числу циклов $2 \cdot 10^6$, не вызывает усталостных повреждений при любом сколь угодно большом числе циклов нагружения; такое напряжение называется пределом выносливости, или усталости. Его иногда называют, неограниченным в отличие от ограниченного предела усталости, который определяется на установившейся кривой ordinатой, соответствующей тому или иному числу циклов. Для ограниченных пределов усталости всегда необходимо указывать, к какому числу циклов они относятся.

Отметим, что неограниченный предел усталости для сталей сварных судовых конструкций существует лишь в тех условиях, когда они не находятся под воздействием такой коррозионной среды, как морская вода (полим и брызги).

По экспериментальной кривой усталости, построенной для конкретной конструкции, можно найти ее установившуюся долговечность при нагружении напряжениями различной амплитуды (пользуясь гипотезой линейного накопления усталостных повреждений). Допустим, например, что в условиях эксплуатации конструкция k раз подвергается циклическому нагружению напряжениями i -й амплитуды, а по кривой усталости этой интенсивности ей соответствует N_i циклов, приводящих к усталостному разрушению. Тогда отношение k/N_i определяет ту часть общего резерва усталостной прочности, которая оказывается израсходованной в этом i -м нагружении. По гипотезе линейного накопления усталостных повреждений, полное использование усталостной прочности имеет место при $\sum \frac{k_i}{N_i} = 1$.

Экспериментальные данные показывают, что эту гипотезу можно использовать лишь как приближенную, поскольку при полном исчерпании усталостного ресурса во многих экспериментальных случаях $\sum \frac{k_i}{N_i}$ оказывались существенно отличной от единицы.

¹ Обычно испытывается несколько одинаковых образцов для получения более достоверных средних результатов. Поскольку кривоточные образцы, как правило, не бывают полными, то экспериментальные характеристики берутся средними от среднего значения.

ции, причем в обе стороны. Поэтому такой путь определения усталостной долговечности не может считаться надежным для судовых конструкций, которые подвергаются очень сложному нерегулярному циклическому нагружению на волнении.

Хотя для некоторых волновых нагрузок, например для вертикального нагибающего момента, и можно с достаточной надежностью установить число циклов напряжений различной интенсивности, действующих на корпус судна за срок его эксплуатации, остается неизвестной последовательность их действия, которая может оказывать значительное влияние на усталостную прочность конструкций. Известны единичные экспериментальные данные нагружения конструкций идентичными повторяющимися блоками циклических нагружений, состоящими из нескольких циклов разной амплитуды, однако они не могут считаться достаточно убедительными.

Для определения усталостной прочности конструктивных узлов и элементов желательно проводить их установившиеся испытания, но в условиях начального проектирования это обычно недоступно, а установившиеся характеристики могут находиться лишь для лабораторных образцов. При использовании этих экспериментальных данных для оценки усталостной прочности натурных конструкций необходимо учитывать различие между напряженным состоянием при испытаниях и в реальных условиях эксплуатации, влияние постоянных средних напряжений, масштабный эффект, особенности концентрации напряжений, влияние коррозии и температурных напряжений. Надо также учитывать, что обычно усталостные испытания производятся непрерывно с частотой нагружения ~ 100 циклов в минуту, что примерно в 20 раз больше средней частоты волновых нагрузок. Известно, что при наличии концентрации напряжений и коррозионной среды уменьшение частоты нагружения приводит к увеличению усталостной прочности, а перерывы в нагружении могут оказывать некоторое благоприятное влияние на усталость. Правильный учет каждого из перечисленных факторов труден, а тем более трудно с достаточной надежностью оценить их совокупное влияние.

При рассмотрении усталостной прочности конструктивных сталей различной статической прочности надо иметь в виду следующее:

только для гладких образцов существует прямая пропорциональность между пределом усталости и временным сопротивлением;

для образцов с концентрацией напряжений (с надрезами) при числе циклов менее 100 можно приближенно считать, что предел усталости равен временному сопротивлению, деленному на теоретический коэффициент концентрации напряжений;

усталостная прочность в общем случае может зависеть гораздо больше от переменности деформаций, чем от переменности напряжений;

для числа циклов от 100 до 10 000 сопротивление деформации почти одинаково для широкого класса судостроительных сталей; для такого небольшого числа циклов сопротивление усталости конструкций с надрезами может лишь незначительно увеличиваться вследствие повышения статической прочности материала; при числе циклов более 10 000 практически можно считать усталостную прочность ее зависящей от статической прочности материала.

Обычно отмечается, что только лишь малая часть усталостных повреждений корпуса вызвана дефектами материала, в основном же эти повреждения являются следствием ошибок проектирования, изготовления или эксплуатационного обслуживания конструкции.

Усталостная прочность для судостроения так же актуальна, как и для других областей техники. Усталостные повреждения на морских судах являются наиболее распространенным видом «несостоятельности». По данным Регистра Ллойда 25% сухогрузных судов и 30% танкеров постройки 1945—1956 гг. имели в ластах верхней палубы и днища в средней части судна усталостные трещины, которые могут непосредственно влиять на общую прочность корпуса; на судах постройки 1957—1963 гг. эти цифры увеличивались до 10 и 4% соответственно. Конечно, могут возникать усталостные трещины и в других местах корпуса.

Усталостная трещина всегда возникает в местах концентрации напряжений, чаще всего — в надрезах сварных швов. Возникнув в сварном шве, трещина обычно выходит из него и распространяется дальше уже в основном материале конструкции. Экспериментально установлено, что эти движущие трещины продвигаются медленно, а иногда и вообще прекращаются издалека. Такая трещина обнаруживается и ремонтируется еще до того, как станет опасным повреждением судна.

И. Ниббергер считает, что в судовой конструкции из малоуглеродистой стали трещина длиной 1 м безопасна, если уровень общих напряжений ее превышает 0,8 предела текучести стали; для сталей повышенной прочности при той же длине трещины уровень напряжений не должен превышать 0,6 предела текучести. Дж. Мэррей утверждал в своем выступлении на Третьем Международном конгрессе по конструкции судов (1967 г.): по данным Регистра Ллойда нет доказательств того, что разрушение корпуса судна как балки происходит из-за усталости, а также нет доказательства возможности полного разрушения из-за усталости судовых переборок. Конечно, нельзя понимать это как отрицание необходимости предотвращать усталостные трещины в наиболее слабых углах или в элементах конструкции основных продольных связей корпуса, обеспечивающих его общую прочность.

В Правилах классификационных обществ, в том числе и в Регистре Ллойда, введены с целью обеспечения необходимой

усталостной прочности ограничения значений допустимых напряжений, соответствующих волновым вертикальным изгибам в определенных моментах. По этим Правилам наименьший момент сопротивления корпуса морского судна ни в каких случаях не должен быть меньше величин, определенной по значению условного вертикального волнового изгибающего момента и по допустимым напряжениям, содержащим некоторый запас для обеспечения усталостной прочности. Так как в разных Правилах значения расчетного волнового момента и допустимых напряжений различны, а необходимые значения минимального момента сопротивления практически одинаковы, то эти значения момента сопротивления корпуса, устанавливаемые Правилами, можно считать практически обеспечивающими усталостную прочность морских судов.

В конструкции корпуса морского судна наиболее вероятными и опасными местами возникновения усталостных трещин являются:

углы больших вырезов в ластах палубы верхней расчетной палубы;

наружная обшивка и стрингерный лист у концов средней надстройки;

палубные и днищевые продольные балки (при продольной системе набора) в местах пересечения их с водонепроницаемыми переборками и водонепроницаемыми флорами.

Выполнение требований современных Правил классификационных обществ к проектированию палубных вырезов и концов срединной надстройки обеспечивает значительно большую усталостную прочность этих конструкций, чем узлов пересечения продольных и поперечных связей. К тому же конструкции палубы и надстроек доступны для контроля, появляющиеся здесь трещины могут быть обнаружены на ранней стадии их развития и потому менее опасны.

Форма продольных балок в местах пересечения их с поперечными водонепроницаемыми конструкциями назначается из-за усталости здесь книц, в стойках этих балок делают вырезы для пропуска непрерывных угловых швов поперечных конструкций. В случаях, когда продольные балки разрезают на поперечных связях (на судах длиной менее 180 м это делается часто), стенки и полки балок соединяют с поперечными связями угловыми сварными швами; катаные продольные балки угловыми сварными швами соединяются с ластами палубы и днища, а если балка составная, то имеются еще и сварные угловые швы, соединяющие свободную полку балки с ее стенкой. Кницы, вырезы и возможная разнородность создают местные изменения геометрической формы продольных балок и обуславливают наличие в них концентрации напряжений. Эта конструктивная концентрация сочетается с технологической концентрацией напряжений в различных дефектах угловых сварных швов, которые и без

того характеризуются более низкой, по сравнению со стыковыми швами, усталостной прочностью. Сказанное позволяет считать, что в конструкциях палубы и днища, где могут действовать наибольшие волновые напряжения, самым опасным в отношении усталостной прочности являются узлы пересечений продольных балок с поперечными связями. Для этих узлов, по обобщениям Т. Горюнов экспериментальным данным, предел выносливости при $2 \cdot 10^6$ симметричных циклах можно считать равным 430 кгс/см^2 с разбросом $\pm 60 \text{ кгс/см}^2$, а при пульсирующих циклах — 660 кгс/см^2 с разбросом $\pm 90 \text{ кгс/см}^2$.

Число циклов, соответствующее тому или иному пределу выносливости, придают к усталостному разрушению конструкции. Для предотвращения этого разрушения необходимо, чтобы действительное число циклов напряжений, равных этому пределу выносливости, было меньше предельного числа циклов, соответствующая ему до критической усталости, т. е. необходим какой-то запас по числу циклов. В принципе это условие могло бы служить критерием усталостной прочности конструкции. Однако его реализация применительно к корпусным конструкциям представляется до крайней мере три обстоятельства.

Во-первых, усталостная кривая в том виде, как она строится в настоящее время, определяет число циклов до разрушения при действиях напряжений, изменяющихся по определенному закону во времени (симметричный или пульсирующий цикл) с постоянной амплитудой. Она не содержит никакой информации об усталостном резерве конструкции при действии на нее напряжений с разной амплитудой, поэтому приходится вводить гипотезу о способе накопления повреждений (например, упоминающую выше гипотезу линейного суммирования повреждений).

Во-вторых, на усталостная кривая, не дополняющая ее гипотеза о накоплении повреждений не учитывают особенностей действия напряжений разного уровня. Поэтому необходимо использовать некоторую статистическую модель накопления повреждений.

Наконец, в-третьих, определенное значение действительных напряжений является условным (пожизненным) и должно быть уменьшено из-за концентрации напряжений. Вычисленные таким образом напряжения не тождественны действительным, для которых получена усталостная кривая.

С учетом перечисленных обстоятельств и формулируется в настоящее время критерий усталостной прочности конструкции; мы ознакомимся с ним в дальнейшем (см. § 44).

2) Хрупкие повреждения. Проблема хрупкой прочности в морском судостроении остро возникла в связи с массовыми аварийными хрупкими разрывами конструкций сварных судов, построенных во время или непосредственно после второй мировой войны. Только за 5 месяцев (с ноября 1941 г. по апрель 1943 г.) 28 новых судов или переоборудовались на две части, или

имели большие хрупкие разрушения корпуса. Несмотря на экстренные меры, принятые для предотвращения опасных хрупких трещин, дополнительно около 200 судов получили колоссальные большие повреждения и на более чем 1000 судов были отмечены меньшие повреждения, прежде чем были выявлены причины этих явлений и найдены способы борьбы с ними.

В результате анализа большого числа случаев хрупких разрывов было сделано заключение, что при некоторых авариях в море в корпусных конструкциях возникали большие напряжения, которые и приводили к хрупким разрушениям. Следовательно, напряжения, возникающие в корпусных конструкциях морских сварных судов при эксплуатационных нагрузках, не должны быть чрезмерными. Снижение расчетных напряжений на сварных судах ниже уровня, принятого на клепаных судах, на которых почти не было хрупких разрушений, было бы неоправданным, поэтому расчетные напряжения, применяемые для клепаных судов, должны быть приняты и для сварных судов.

Опыт эксплуатации показывает также, что надо уделять внимание таким особенностям приложения нагрузок на сварных судах, как удары волн и циклическое действие напряжений. Совпадение исключительных ударов волн с хрупкими разрывами в море часто отмечалось в вахтенных журналах аварийных судов. Следовательно, удары волн являются важным фактором, повышающим риск появления трещин.

Вид поверхности металла в случае хрупких трещин отличается от характерной картины усталостного излома: кристаллическая текстура трещины ничем не напоминает по виду гладкую текучую поверхность металла усталостной трещины. Поэтому нельзя считать, что усталостные явления входят в число определяющих факторов хрупкого разрушения. Однако ясно, что циклическое нагружение может привести к появлению вытнутых скрытых надразов, усталостных трещин на сварных швах и т. д., которые при соответствующих условиях (значительные напряжения, низкая температура, удары) могут развиться в большую хрупкую трещину.

Эксплуатационные хрупкие трещины возникают из больших дефектов сварных швов (трещины, непровары, каверны, включения, надрезы). Однако они могут начинаться и во внешне неповрежденном шве, из очень незначительных дефектов, которые не обнаруживаются или неизбежны в судостроительной практике. Около 40% аварий связано с такими случаями, когда острота надразов, от которых начинаются трещины, не находится под контролем конструктора, а дефект сварки может быть замечен инспектором не иначе как методом внутреннего контроля.

Остаточные напряжения следует учитывать, когда в основном металле есть условия для появления хрупких повреждений. Исследования показали, что аварийные хрупкие трещины

определяются связаны с низкой температурой, и это обусловлено тенденцией стали становиться более хрупкой при низких температурах. Это свойство стали известно уже давно, но не учитывалось, что температура, при которой проявляется хрупкость, изменится в широких пределах для сталей, которые в инженерном представлении являются одинаковыми. Так, температура, при которой происходила авария, изменяется в широких пределах: от -40 до $+40^{\circ}\text{C}$, а подвлияющее большинство их лежит между 0 и $+10^{\circ}\text{C}$. Некоторые сорванные трещины возникли при средних эксплуатационных температурах.

При определении минимальной эксплуатационной температуры, при которой должна быть обеспечена безопасность, надо иметь в виду, что в зимние сезоны температура воздуха может быть значительно ниже температуры морской воды. Это важно учитывать в тех случаях, когда наибольшие растягивающие напряжения возникают в палубе. С другой стороны, сильный штурм, при котором действуют большие напряжения, вряд ли сочетается с температурой значительно ниже 0°C . Представляется разумным считать 0°C в качестве подходящего минимума температур, на котором должна основываться оценка безопасности для обычных эксплуатационных условий, исключая, конечно, холодные районы.

В большинстве случаев невозможно определить значимые действительных продольных напряжений, возникших во время аварии. Обычно можно только подсчитать номинальные напряжения, пользуясь известной несвоей нагрузкой судна и общепринятыми при проектировании размерами волн. В некоторых случаях при образовании больших трещин значения номинальных напряжений были на уровне допускаемых, тогда как в других случаях они имели умеренные и даже малые значения. Известен случай, когда в длине танкера образовалась хрупкая трещина длиной $3,5$ м при спокойном море, температуре воздуха -3°C и расчетном напряжении ~ 150 кгс/см². В 1951 г. танкер T-2 разломился на стоянке у набережной при температуре воды и воздуха 0°C и расчетном напряжении, равном 700 кгс/см². В 1966 г. на танкере, находившемся еще на стапеле, сразу по окончании постройки возникла трещина, разорвавшая шпренгел и палубный стрингер, при ничтожно малых напряжениях. Трещина возникла из небольшого дефекта в детали, но имевшей существенного конструктивного значения (в сварном шве, соединяющем полукруглую обделочную полосу со внешней верхней кромке шпренгела). Авария произошла ночью, когда температура упала от $+12$ до -2°C .

Полное и всестороннее исследование аварий морских сварных судов показывает, что большинство хрупких разрывов происходило в конструкциях, изготовленных обычным способом, при нормальных эксплуатационных условиях, т. е. без заметных внешних ударов, без серьезного снижения качества материала,

когда не было очень низких температур. Поэтому нет оснований считать, что хрупкие трещины возникают только одной какой-либо внешней причиной. Обычно они возникают в результате совместного действия многих перечисленных выше неблагоприятных факторов. Однако основная причина появления хрупких повреждений — низкое качество просекирования и изготовления конструкций и низкое качество материала, главным образом недостаточная вязкость конструкционной стали.

Конструкционные стали, в том числе и обычная малоуглеродистая, «мягкая», судостроительная сталь, разрываются вязко (пластично) при всех эксплуатационных температурах только в случаях, когда они не повреждены надрезами (концентраторами напряжений), особенно острыми трещинами. При вязком (длинном) разрыве ширина и толщина разрываемого элемента и поперечном сечении должны свободно уменьшаться. В том случае, когда разрыв возникает в надрезе, деформации по ширине и по толщине листа не могут совершаться свободно: этому препятствует окружающий надрез изоврежденный материал. Таким образом, в разрыве, кроме продольного растягивающего напряжения от внешней нагрузки, возникают еще и растягивающие поперечные напряжения, действующие по ширине и толщине элемента. Следовательно, надрез является не только концентратором напряжений, который в несколько раз повышает осевое растягивающее напряжение от внешней нагрузки, он создает также и местное объемное напряженное состояние.

Иногда считают, что создаваемая надрезами концентрация напряжений — это основная причина образования хрупких трещин. Однако это не так, поскольку, как показывают испытания геометрически подобных образцов, толстые листы с острыми надрезами оказываются вязкими (пластичными) при всех обычных температурах, тогда как более тонкие листы с такими же надрезами оказываются хрупкими. Повышенное растягивающее напряжение обуславливают хрупкое поведение материала. Значение этих напряжений тем больше, чем толще лист и чем острее и глубже надрез. Эксперименты показали, что влияние толщин листа становится заметным, когда он превосходит 7 мм.

Пластические деформации (следовательно, и вязкость) зависят только от касательных напряжений, а максимальное касательное напряжение, как известно, равно половине максимального и минимального главных напряжений. При объемном напряженном состоянии отношение максимального касательного напряжения к максимальному растягивающему напряжению может превышать единицу. Значение этого отношения определит, в какой степени вязко или хрупко ведет себя данная сталь. Однако неизвестно с достаточной практической точностью, какое отношение между касательными и нормальными напряжениями может быть допущено без опасности возникновения хрупкого разрыва. Это зависит не только от характера надреза и тол-

щины материала, но также и от химического состава стали, от металлургических особенностей ее производства, от условий холодной и тепловой обработки в процессе изготовления конструкции и, что особенно важно, от эксплуатационных температурных условий. Нет простых и простых средств контроля этого отношения, так что невозможно получить количественные данные об изменении склонности стали к хрупкости в зависимости от главных напряжений.

Все острые и глубокие надрезы в толстых листах конструкционной стали являются потенциальными очагами хрупкого разрыва. Какими должны быть острота и глубина надреза при данной толщине листа, для того чтобы вызвать хрупкий разрыв? Чтобы ответить на этот вопрос, надо учесть многие факторы. Из них температурные условия работы конструкции имеют наибольшее значение.

Существует так называемая критическая температура хрупкости T_c , ниже которой сталь в надрезе становится опасно хрупкой и разрушается открыто без пластического деформирования при приложении напряжений, существенно меньших предела текучести материала. Для той же стали в надрезе существует также критическая температура вязкости T_v , выше которой сталь находится почти полностью в вязком состоянии и имеет единый разрыв с большой эластической деформацией при напряжениях, близких к временному сопротивлению материала независимо от наличия остаточных напряжений. Для сталей существует еще и температура остановки трещины T_a , выше которой возникшие при более низкой температуре трещины, пройдя некоторое небольшое расстояние, останавливаются.

Диапазон переходов температур от T_1 до T_2 характерен тем, что состояние стали в нем постепенно изменяется от хрупкого к вязкому. Для большого числа конструкционных сталей существуют следующие практически постоянные соотношения: T_2 примерно на 35°C выше T_1 , T_c примерно на $10-15^\circ\text{C}$ ниже T_1 . Следовательно, если известно значение одной из этих температур, то можно считать известными и значения двух других.

В зависимости от соотношений между эксплуатационной температурой T_e и критическими температурами возможны следующие характерные случаи разрыва:

- а) если $T_e > T_v$, то разрыв возник при напряжениях от внешней нагрузки, близких ко временному сопротивлению стали, независимо от наличия остаточных напряжений;
- б) если $T_e < T_v$, то $T_e > T_a$ во всех случаях, когда присутствуют остаточные напряжения, возникает короткая хрупкая трещина при напряжениях, меньших предела текучести стали. Трещина распространяется на короткое расстояние, затем останавливается. Чтобы ее движение возобновилось, необходимо наложение напряжения от внешней нагрузки, равное пределу текучести, при котором происходит полный хрупкий разрыв;

в) при $T_e < T_a$ в тех случаях, когда присутствуют остаточные напряжения, разрыв хрупкий и полный (по всему сечению), если напряжения от внешней нагрузки равны некоторой критической величине или превосходят ее. Критическая величина различна для разных сталей (для мягкой судостроительной стали она равна приблизительно $400-600 \text{ кгс/см}^2$). Если рабочие напряжения меньше критического, то может возникнуть лишь короткая хрупкая трещина.

Из сказанного выше следует, что во избежание хрупкого разрушения судовых конструкций их надо делать из сталей, критические температуры T_1 и T_2 которых были бы ниже возможных низких эксплуатационных температур. При этом, конечно, необходимо, чтобы выбранным критическим температурам соответствовали какая-то величина минимальной вязкости стали. В настоящее время общепринято вязкость при разрыве определять значением ударной энергии, требующейся для разрушения стандартного образца Шарпа с V-образным острым надрезом. Эта энергия называется ударной вязкостью материала. Необходимое минимальное значение ударной вязкости, соответствующее той или иной температуре, может быть найдено по данным испытательных образцов, взятых из листов корпуса судна, в которых в эксплуатационных условиях возникли, распространились или останавливались хрупкие трещины.

Исследование большого количества таких образцов позволило сделать следующие заключения:

в листах толщиной менее 10 мм хрупкие трещины вообще не возникали;

листы, в которых при определенной температуре возникали трещины, имели для той же температуры ударную вязкость, равную или меньшую $2,0 \text{ кгс} \cdot \text{м}$;

листы, в которых хрупкие трещины останавливались, имели ударную вязкость $4,0 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ или большую;

многие хрупкие разрывы происходили в конструкциях, качество проектирования и изготовления которых было явно низким; в таких конструкциях трещины возникали даже при температуре $+15^\circ\text{C}$ и выше.

Для предотвращения от хрупкости судовых сварных конструкций, качество проектирования и изготовления которых было удовлетворительным, необходимо, чтобы ударная вязкость стали при температуре 0°C была не менее $4,85 \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

Рекомендация последнего пункта в виде обязательного требования была включена в 1958 г. в Правила постройки морских стальных судов классификационных обществ. Одновременно в эти Правила были включены требования к химическому составу сталей, к ее раскислению, термической обработке, а также были повышены требования к качеству проектирования и изготовления конструкций, особенно к их сварке. В дальнейшем все эти требования изменялись и уточнялись, и в настоящее

время судостроительные стали при одних и тех же значениях предела текучести и временного сопротивления делится на категории в зависимости от толщины материала и от степени ответственности конструкции.

При этом для каждой категории стали установлены различные требования к минимальной ударной вязкости. Категории стали различают и по химическому составу. Например, для обычной малоуглеродистой стали с пределом текучести 24 кгс/мм² и временным сопротивлением 41—50 кгс/мм² установлены следующие категории.

Категория А—сталь полуспокойная, а при толщине листов менее 12,5 мм допускается применение кипящей стали; термическая обработка не требуется, ударная вязкость не нормируется.

Категория В—сталь полуспокойная для спокойная, термическая обработка не требуется, минимальная ударная вязкость 2,8 кгс·м при температуре 0°С.

Категория Д—сталь спокойная, мелкозернистая, нормализованная, ударная вязкость не менее 2,8 кгс·м при температуре —20°С.

Категория Е—сталь спокойная, мелкозернистая, нормализованная, ударная вязкость не менее 2,8 кгс·м при температуре —40°С; должен испытываться каждый лист, тогда как для предыдущих категорий испытания выборочны.

Аналогичные требования приводятся и для сталей повышенной прочности, причем в разных Правилах требования к вязкости и химическому составу почти идентичны. В Правилах приведены подробные указания о том, какие именно категории сталей необходимо применять для изготовления различных продольных связей в зависимости от их назначения, расположения по длине и высоте корпуса судна и от толщины листов.

Важно отметить, что если критическая температура хрупкости сталей, применявшихся в судостроении во время второй мировой войны и в первое время после нее, находилась в пределах изменения эксплуатационных температур и даже была близка к средней эксплуатационной температуре, то критическая температура современной судостроительной стали категории Д лежит существенно ниже наименьшей возможной эксплуатационной температуры, а для стали категории Е этот «температурный запас» еще больше.

Следовательно, «температурные запасы», удовлетворительное качество проектирования и изготовления корпусных конструкций при условии, что металл сварных швов обладает вязкостью не меньшей, чем основной материал конструкции,—это важнейшие меры защиты корпусных конструкций морских судов от хрупких трещин. К металлу сварных швов в Правилах предъявляются те же требования вязкости, что и к материалу корпуса. Из практики известно, что возникающие в шве трещины, как

правило, в нем не распространяются, а переходит в основной металл.

Как указывается в судостроительной литературе, за последние более чем 15 лет в корпусных конструкциях морских судов, построенных в соответствии с требованиями Правил, не было сколько-нибудь серьезных хрупких трещин. Следовательно, можно считать, что проблема хрупкой прочности в морском судостроении практически удовлетворительно разрешена эмпирически в результате применения перечисленных мер защиты. И число этих мер надо исключить и значения тех допускаемых напряжений, которые в Правилах считаются гарантирующими необходимую общую прочность корпуса морского судна. Следовательно, минимальный момент сопротивления корпуса морского транспортного судна, требуемый Правилами в зависимости от напряжений при действии суммарного изгибающего момента на такой воде и на волнении, можно считать практически обеспечивающим хрупкую прочность корпуса. Одновременно необходимо выполнение всех требований Правил относительно качества стали, проектирования и изготовления конструкций.

Что же касается минимальных значений ударной вязкости, то она сама по себе не могут считаться количественными показателями работоспособности конструкции, а служат только для определения опасной критической температуры каждой данной стали с ее химическим составом и металлургическими особенностями.

Метод установления минимальных значений ударной вязкости на основании испытаний образцов, взятых из листов, полученных хрупкие трещины в условиях эксплуатации судов, не может дать точных результатов. Трудно предположить, что при механическом испытании можно хотя бы приблизительно воспроизвести условия, в которых находится материал конструкции во время аварии.

Все факторы, вызывающие хрупкое разрушение на плавающем судне, обычно не могут быть точно установлены и тем более не могут быть воспроизведены при простом механическом испытании. Поэтому случаи аварий невозможно достаточно полно проанализировать и спрогнозировать. Однако, конечно, можно установить некоторые общие существенные признаки разрушения на основании анализа большого числа случаев и использовать их в сочетании с результатами широких исследований в качестве руководства при разработке методики испытаний.

Эмпирическое практически удовлетворительное решение проблемы хрупкой прочности сварных судовых конструкций не является совершенством достаточно полного понимания ее сущности, которая и в настоящее время все еще остается известной и требует дальнейшего изучения.

3) *Пластические повреждения.* К числу пластических относятся повреждения, связанные либо с истощением пластиче-

ского сопротивления материала конструкции при растяжении продольных связей, либо с потерей устойчивости перекрытый судовой корпус при их сжатии. Установлено, что эти повреждения возникают при эксплуатации судов. Анализ этого опыта, а также результаты специально поставленных экспериментов на натурных и полунатурных судовых конструкциях позволяют дать приближенную оценку несущей способности конструкций корпуса до появления опасного состояния.

Дж. Колдуэлл предположил [75] определять предельную несущую способность миканитного бруса таким вертикальным изгибающим моментом, при котором в судовом корпусе-балке образуется пластический шарнир; в миделевом сечении судна во всех продольных связях, расположенных выше (ниже) нейтральной оси, действуют растягивающие напряжения, равные пределу текучести материала, а во всех продольных связях ниже (выше) нейтральной оси действуют сжимающие напряжения, вызывающие потерю пластической устойчивости связей. Такое гипотетическое напряженное состояние корпуса судна, по-видимому, далеко от действительного.

Для развития пластического шарнира в корпусе-балке необходимо относительная деформация верхней палубы и днища, достигающая нескольких процентов, на значительной длине судна (~ 10 м). Однако известно, что в судовых перекрытиях, подкрепленных продольными балками главного направления, при местной деформации, равной 1%, образуются трещины.

Как показывают испытания, продольные днищевые балки натуральных размеров (Нильбергер, 1969 г.) разрушались при напряженных растяжениях, равных 0,75 предела текучести, для при напряжении сжатия, равных 0,79 предела текучести. Общая относительная деформация этих балок при их разрушении составляла только 0,2%. Корпус английского миноносца «Альбура» был разрушен в ходе статической нагрузки при наибольших нормальных напряжениях, равных 0,7 предела текучести. Следовательно, нагрузка корпуса судна, соответствующая развитию пластического шарнира, не может считаться характеристикой реальной несущей способности судового корпуса-балки.

В практике отечественного морского судостроения предельной нагрузкой принято считать такой вертикальный изгибающий момент, который вызывает нормальные напряжения в верхней расчетной палубе, равные при растяжении пределу текучести, а при сжатии — напряжениям потери устойчивости. Вытекают следующие сомнения в том, что достижение такого напряженного состояния в корпусе судна возможно.

Во-первых, на современных морских транспортных судах длиной более 120 м, имеющих продольную систему набора верхней расчетной палубы и днища, обеспечена устойчивость основных продольных связей корпуса до напряжений, близких к пределу

текучести их материала. Это подтверждается испытаниями, проведенными В. П. Велкинны, Н. Ф. Ершовым, Г. О. Таубинным и др. Однако в условиях эксплуатации судно более вероятно разрушение основных продольных связей при напряжениях сжатия, меньших предела текучести, из-за большой концентрации напряжений и дополнительных напряжений, вызываемых местными нагрузками, температурными условиями, неравномерными изломами и другими неправильностями формы конструктивных узлов. Снижение значений разрушающей нагрузки может быть вызвано и коррозионными повреждениями, обилием напоями и старением конструкции. Известно, что при лабораторных испытаниях натурных образцов судовых конструктивных узлов, например продольных балок палубы и днища, они обычно разрушались при напряжениях, равных 0,75—0,80 предела текучести.

Во-вторых, прежде чем при сильном морском волнении волновая нагрузка достигнет предельного для корпуса уровня, очевидно, будут действовать меньшие повторные нагрузки, которые должны вызывать достаточно большие циклоперемещаемые напряжения. Эти напряжения могут привести к усталостному разрушению конструкции еще до того, как возникнут предельные напряжения. Аварийные случаи показывают, что полное разрушение корпуса судов происходило при обилии наибольших напряжений, существовавших меньших предела текучести материала.

Коэффициент запаса. Неоднозначность и неопределенность опасного состояния корпусных конструкций, а также сложность и недостаточная определенность их напряженного состояния под действием совокупности эксплуатационных нагрузок делают весьма трудной задачу обеспечения надежности конструкции.

Решая эту задачу, инженер-кораблестроитель должен исходить из определенных представлений о предельных условиях, а которых может оказаться конструкция корпуса при эксплуатации (опасные состояния корпуса), и проецировать с помощью расчетов возможные рабочие параметры конструкции (напряженное состояние, возможность развития усталостных или хрупких трещин, пластических повреждений).

Соответствие рабочих параметров конструкции предельным условиям и обеспечивает надежность конструкции. Поскольку, однако, ни те, ни другие нельзя определить точно, соответствие достигается введением коэффициента запаса к рабочим параметрам, который должен учитывать неопределенность наших знаний как о предельных условиях, так и о рабочих параметрах.

Например, при проектировании палубного бруса в качестве предельного условия может быть выбрано возникновение в нем напряжений, равных пределу текучести. За срок жизни судна возможно действие на этот брус максимальной нагрузки, равной 2 тс. Напряжения в бресе при действии этой нагрузки могут быть определены расчетом, который описывает деформирование

конструкции в уруной стадии вплоть до появления течучести.

При полной уверенности в правильности выбранного предельного состояния, максимальной нагрузки и метода расчета обеспечить надежность бимсы было бы просто: следовало лишь выбрать такие его размеры, при которых расчетные напряжения под действием нагрузки в 2 тс будут равны пределу течучести. Поскольку, однако, такой уверенности нет, приходится вводить коэффициент запаса, равный, предположим, 1,5, и выбирать размеры бимсы такими, чтобы расчетные напряжения были равны пределу течучести при действии нагрузки $2 \text{ тс} \times 1,5 = 3 \text{ тс}$.

Ясно, что при проектировании коэффициент запаса оказывает большое влияние на характеристики конструкции. Выбор этого коэффициента может основываться на учете предыдущего опыта. При отсутствии такого опыта важно, чтобы коэффициент запаса отражал тщательную оценку неопределенности наших знаний, которая делает необходимым этот запас, а также позволяла бы учесть последствия недостаточной надежности конструкции.

В докладе Десятого комитета Третьего Международного конгресса по конструкции судов [50] вся неопределенность наших знаний о напряженном состоянии корпуса, подлежащая учету при назначении коэффициента запаса, отражена следующим образом.

1) Внешние условия. Коэффициент запаса должен зависеть от того, насколько точно при выборе расчетной рабочей нагрузки можно учесть реальные условия: динамику, влияние нелинейности и вибрации, случайные нагрузки, влияние температуры и остаточные напряжения. Если расчетная нагрузка обдуманно выбрана так, что она представляет физический крайний предел, то может быть введен меньший коэффициент запаса, чем в том случае, когда при выборе рабочей нагрузки наши знания о напряженном состоянии корпуса недостаточны.

Другим важным условием является учет коррозии. Если коррозия обдуманно сведена к минимуму и обеспечена защита конструкций от коррозии и уход за ними, то можно допустить уменьшение коэффициента запаса по сравнению с тем случаем, когда защиту от коррозии нельзя считать высокой.

2) Реакция конструкции на внешние условия.

а) Качество материала. Действительно ли специфические характеристики материала, полученные на лабораторных образцах при односторонней нагрузке, могут считаться в характеристиках конструкции? Необходимо уместить здесь характеристики должны включать не только значения предела текучести, временного сопротивления, усталостной прочности и модулей упругости, которые непосредственно используются в расчетах, но также те характеристики, которые необходимо учитывать для предупреждения повреждений или разрушений: пластичность, вязкость, чувствительность к надрезам, — хотя они и не входят непосредственно в расчеты.

Здесь действует основной принцип: конструкция, сделанная из хорошо испытанного, проверенного материала, свойства которого мало изменяются, может оправданно иметь меньший коэффициент запаса. Если же материал конструкции не проверен на практике и имеет менее постоянные характеристики, то коэффициент запаса должен быть значительно выше.

б) Качество технологии изготовления. Будет ли конструкция иметь те свойства, которые приспосаблились ей при ее расчете? Условия обработки, квалификация работников и нормы инспекции значительно колеблются. Когда проектировщик требует выполнения сварки в контролируемых условиях высококвалифицированными рабочими и 100%-ную проверку швов, то должно быть больше уверенности в качестве конструкции, чем в тех случаях, когда конструкция изготовлялась в произвольных условиях. Такие же различия стандартов качества могут иметь место и при последующей эксплуатации конструкции. Высокий стандарт качества позволяет иметь меньший коэффициент запаса.

Подобное же влияние оказывают допуски в толщине листов и профилей.

в) Качество проектирования. Проектирование конструкции связано с расчетом ее реакции на внешние условия (нагрузки). При этом значительная неопределенность может заключаться в том, насколько математическая (или иногда экспериментальная) модель конструкции, положенная в основу расчета, действительно представляет реальную конструкцию. Насколько реально выбранные граничные условия? Правильно ли расчетная схема учитывает все определяющие факторы?

Разработка и применение лучших расчетных схем, подтвержденных экспериментально, будут вознаграждены тем, что коэффициенты запаса станут ниже. Применение приближенных аналитических методов при проектировании должно иметь своим следствием выбор более высокого коэффициента запаса.

г) Последствия недостаточной надежности. Совершенно очевидным, но имеющим большое значение при выборе коэффициента запаса надо считать вопрос о том, что произойдет, если конструкция окажется недостаточно надежной. Возможны случаи, когда слабость одного какого-либо звена многократно статически неопределимой конструкции может быть совсем неопасной. В других же случаях недостаточная надежность части конструкции может привести к экономическому урою и даже потере человеческой жизни.

Выбор коэффициента запаса должен обязательно отражать степень ответственности конструкции.

Для анализа запасов прочности судов и для назначения коэффициента запаса проектируемых конструкций было бы весьма желательным определить предельную несущую способность различных конструктивных деталей при помощи натурных

испытаний в условиях нагружения, возможно близких к эксплуатационным. В этом случае может быть определена нагрузка, выходящая из строя конструкции из-за потери устойчивости, явлений текучести материала, трещин, разрывов или комбинации этих повреждений. Повреждение или разрушение большой конструкции можно было бы определять как следствие недостаточной надежности ее элементов. Разделив найденное таким образом значение предельной нагрузки на максимальное прогнозируемое значение расчетной (рабочей) нагрузки, можно было бы найти коэффициент запаса. Однако в настоящее время данных такого рода очень мало.

В настоящее время из всех рассмотренных выше опасных состояний корпусных конструкций наиболее ясен физический смысл предельного состояния, возникающего тогда, когда исчерпано пластическое сопротивление материала при растяжении или сжатии устойчивости конструкции при сжатии. Поэтому представляется наиболее полезной возможность теоретического или экспериментального моделирования предельного состояния корпусных конструкций.

Если бы можно было определить ту предельную нагрузку, которая приводит корпус судна в предельное состояние, то отношение этой нагрузки к максимальной расчетной нагрузке и было бы коэффициентом запаса. Во многих областях техники используется определение коэффициента запаса по предельной нагрузке при расчете надежности конструкций, которые подвергаются действию статической нагрузки постоянного направления. Применение такого способа расчета при обеспечении надежности корпуса судна в настоящее время не находит общего признания, так как, во-первых, разрушающая нагрузка корпусу судна является переменчивой и имеет динамический характер, а во-вторых, еще нет достаточно разработанной методики прогнозирования, которая позволила бы с необходимой точностью определить статическую разрушающую нагрузку для такой комплексной ластовой конструкции, какой является корпус судна. В частности, нет достаточно достоверных данных для определения несущей способности потерявших устойчивость сжатых судовых переборок.

Предельное (разрушающее) нагружение для корпуса судна при его изгибе на волнении принято считать такую однократно приложенную статическую нагрузку, которая вызывает в наиболее удаленном от нейтральной оси пояске (в верхней расчетной палубе) общие нормальные напряжения (растягивающие при перегибе и сжимающие при прогибе), равные пределу текучести материала (при этом учитывают потерю устойчивости сжатых связей). Такой предельной нагрузкой является изгибающий момент, называемый предельным и определяемый по формуле

$$M_{\text{пр}} = \sigma_y W_{\text{пр}} \quad (4.15)$$

где $W_{\text{пр}}$ — минимальный момент сопротивления эквивалентного бруса, вычисленный в предположении, что в его крайних связях возникают напряжения, равные пределу текучести материала.

Величину $W_{\text{пр}}$, а следовательно, и $M_{\text{пр}}$ вычисляют отдельно для прогиба и для перегиба судна.

В случае прогиба $M_{\text{пр}}$ вычисляют в предположении, что в верхней расчетной палубе корпуса действуют сжимающие напряжения, равные пределу текучести материала.

В случае перегиба $M_{\text{пр}}$ вычисляют в предположении, что в верхней расчетной палубе действуют растягивающие напряжения, равные пределу текучести.

Считается, что при действии предельного изгибающего момента распределение напряжений в жестких связях корпуса по его высоте соответствует линейному закону, т. е. предполагается справедливость и в этом случае гипотезы плоских сечений. В соответствии с этим напряжения в любой точке корпуса при действии предельного момента определяются зависимостью

$$\sigma_i = \frac{\sigma_y}{z_{\text{max}}} z_i \quad (4.16)$$

где σ_i — напряжение в i -й связи; z_i — расстояние i -й связи от нейтральной оси; z_{max} — расстояние верхней расчетной палубы от нейтральной оси.

В качестве начального положения нейтральной оси принимается ее положение при расчете эквивалентного бруса в первом приближении (см. § 38).

Сравняя факторы напряжения для сжатых связей с величинами, определенными по формуле (4.16), находят значения соответствующих редуцированных коэффициентов:

$$\gamma_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_y} \quad (4.17)$$

Используя редуцированные коэффициенты, производят расчет эквивалентного бруса во втором приближении. Подробно методика этого расчета рассматривается в [51].

Если величина $W_{\text{пр}}$, полученная в результате этого расчета, оказывается меньше 0,75 $W_{\text{пр}}$ (минимального момента сопротивления эквивалентного бруса в первом приближении), то устойчивость связей корпуса принято считать недостаточно обеспеченной и необходимо ее увеличить, изменяя соответственно конструкцию.

Поскольку в настоящее время проблема определения полной несущей способности продольных сжатых связей корпуса судна после потери их устойчивости еще не решена достаточно достоверно, то уже по этой причине предельные изгибающие моменты следует считать лишь условными. Их условность определяется и рядом других обстоятельств, о которых шла речь выше. К этому можно добавить следующее.

Лежащая в основе определения предельного изгибающего момента величина — предел текучести материала — может изменяться в довольно широких пределах для одной и той же марки стали. При определении предельного изгибающего момента предел текучести условно считают равным его наименьшему спецификационному значению для данной марки стали, которое определено при линейном напряженном состоянии.

Однако наклеп при обработке сталей конструкций повышает начальное значение предела текучести. Кроме того, предел текучести в конструкции повышается при ее плоском и объемном напряженном состоянии. По этим причинам предельный изгибающий момент, вычисленный по минимальному значению предела текучести, оказывается заниженным.

С другой стороны, предельная несущая способность конструкции оказывается завышенной, так как при определении предельного изгибающего момента, вызывающего обобщенный изгиб судна, не учитываются влияние местной поперечной нагрузки, начальной погрешности листов, остаточных напряжений, концентрации напряжений и динамического характера волновых нагрузок.

Конечно, существует такое предельное напряженное состояние корпуса судна, при достижении которого корпус теряет свою несущую способность, перестает быть надежным. Высказанные выше критические замечания по поводу предельных изгибающих моментов не относятся к самой концепции предельной прочности, а указывают на необходимость дальнейшего уточнения формулировок этого критерия.

Трудности определения коэффициентов запаса по тем или иным физическим критериям обеспечения надежности корпуса, отмеченные выше, приводят к необходимости использовать более условный, но зато проверенный на практике критерий соотношения между расчетными максимальными напряжениями и пределом текучести материала. При этом коэффициент запаса определяется отношением предела текучести материала конструкции к наибольшему нормальному напряжению от расчетной нагрузки. Следовательно, коэффициент запаса по напряжениям в явном виде — это запас надежности против таких случаев опасного состояния, при которых напряжения, равные пределу текучести, появляются в тех местах поперечного сечения эквивалентного бруса, где были определены действующие расчетные напряжения. Если же надежность конструкций оказывается недостаточной по другим причинам, например вследствие упругой или пластической неустойчивости, либо усталости, либо крутого разрушения при низких обобщенных напряжениях, то коэффициент запаса по напряжениям оказывается в лучшем случае только грубым (приближенным) показателем действительного запаса надежности. Правда, во многих случаях коэффициент запаса по напряжениям может обеспечить запас надежности против того опасного состояния, которым считается появление

остаточного прогиба или усталостной трещины, развивающейся вследствие повторного приложенных напряжений, равных пределу текучести материала. Этот коэффициент запаса может даже определять запас надежности против разрушения, если оно будет происходить от крупного разрыва, когда напряжение в рассматриваемой точке достигнет предела текучести. Во всех других случаях повреждений или разрушений коэффициент запаса по напряжениям не является достаточным конструктивным критерием, и при расчете необходимо использовать дополнительные критерии.

Ограниченная возможность использования коэффициента запаса по напряжениям связана с условностью расчета конструкций в стадии упругого деформирования, при котором предполагается линейная зависимость между нагрузкой и реакцией на нее конструкции вплоть до момента появления текучести. Кроме того, хорошо известно, что очень трудно точно подсчитать действительные напряжения в любой точке сложной конструкции, включающие остаточные и температурные компоненты напряжений, и поэтому расчетное рабочее напряжение оказывается лишь условным показателем напряженного состояния конструкции.

Тем не менее коэффициент запаса по напряжениям широко применяется для оценки запаса надежности конструкций как в судостроении, так и в других областях техники. Допустимость такой оценки надежности конструкций подтверждена многолетним опытом.

Раздвинув предел текучести на коэффициент запаса, определяют так называемые допустимые напряжения, которые не должны быть больше максимальных расчетных напряжений, введенных при расчете изгиба (в упругой стадии) корпуса балки под действием расчетного вертикального изгибающего момента. При этом уровни действующих напряжений оценивают, составляя их значения не с пределом текучести, а с допустимыми напряжениями.

Расчеты прочности по критерию допустимых напряжений обеспечивали в прошлом приемлемый риск повреждений, поэтому критерий допустимых напряжений, используемый в Правилах постройки всех классификационных обществ, является практическим условным критерием надежности конструкций. Однако его условность не позволяет оценить ни действительный запас надежности, ни вероятность риска повреждения или разрушения конструкции.

Главным же недостатком критерия допустимых напряжений является то, что могут возникнуть сомнения в адекватности выбора допустимых напряжений в ситуациях, отличных от тех, при которых они были рассчитаны и апробированы опытом.

Поэтому в современных Правилах традиционная практика определения момента сопротивления эквивалентного бруса по

приведенным в Правилах формулам и зависимостям рекомендована для расчетов прочности только тех судов, которые существенно отличаются по условиям эксплуатации, скорости, соотношениям размеров корпуса и его конструкций от судов, широко применявшихся ранее об успешной эксплуатации которых есть надежные данные.

При расчете прочности судов новых типов, существенно отличающихся от судов, считающихся уже традиционными по размерам, конструктивным формам или условиям эксплуатации, для определения минимальных моментов сопротивления необходимо либо уточнить действующие максимальные нагрузки и откорректировать значения допускаемых напряжений, либо использовать другие критерии прочности и надежности конструкции.

§ 42. Роль Правил постройки судов в обеспечении надежности судовых корпусов

При проектировании корпуса обычного морского судна учитываются в явном виде только суммарный вертикальный изгибающий момент на тихой воде и на волне, а допускаемые напряжения назначают с учетом необходимого запаса для восприятия корпусом всех не учитываемых в явном виде силовых воздействий и прочих факторов, о которых наши знания еще неопределенны. Еще нет теоретически обоснованной методики определения этого запаса, что, конечно, объясняется неполнотой наших знаний о напряженном и опасном состоянии корпуса. В связи с этим судостроительные расчеты прочности конструкции должны пока еще носить эмпирический характер.

Теория должна быть основана на исследованиях, решенных вопросах, на познании необходимости. Однако люди вообще, и кораблестроители в частности, достаточно успешно решают и вопросы, не имеющие пока теоретического решения. Так, а морское судостроение накоплен большой практический опыт эмпирического определения необходимого запаса общей прочности в условной методике ее расчета.

Иногда приходится встречаться с высказываниями о том, что выработанный практический коэффициент запаса является величиной чисто эмпирической, имеющей лишь косвенное отношение к действительному необходимому запасу. По-видимому, здесь уместно напомнить мысли В. И. Ленина о роли практики в человеческом познании. В. И. Ленин цитирует Ф. Зигельса (из его статьи «Об историческом материализме»): «...Прежде чем люди стали аргументировать, они действовали. «В начале было дело». И человеческая деятельность разрешила это затруднение за-

долго до того, как человеческое мудрствование выдумало его. The proof of the pudding is in the eating» (...проверка пудинга состоит в том, что его съедят)». И далее: «В тот момент, когда, сообразно воспринимаемым нами свойствам какой-либо вещи, мы употребляем ее для себя, — мы... подтверждаем безошибочному испытанию истинность или ложность наших чувственных восприятий... Если мы найдем... что она дает тот результат, какого мы ожидали от ее употребления, — тогда мы несем положительное доказательство, что в этих границах наши восприятия о вещи и ее свойствах совпадают с существующей как нас действительностью...». «Итак... вне нас существуют вещи, — заключает В. И. Ленин. — Наши восприятия и представления — образы их. Проверка этих образов, отделение истинных от ложных дается практикой.»

Далее В. И. Ленин приводит рассуждение Ф. Зигельса в «Литтл-Доринге» о свободе и необходимости¹, которое начинается словами Гегеля: «Свобода — необходимость, лишь поскольку она не дана», и завершается философскими посылками, на которых основано это рассуждение:

«Во-первых, Зигельс признает с самого начала своих рассуждений законы природы... необходимость природы...»

Во-вторых, Зигельс... просто говорит, что необходимость природы есть первое, а воля и сознание человека — вторичное...»

В-третьих, Зигельс... признает существование необходимости, не данной человеку...»

...У Зигельса вся жизнь человеческого практика выводится в самое теорию познания, давая обоснованный критерий истины: пока мы не знаем закона природы, он, существующий и действуя помимо, вне нашего познания, действует как рабами «слепой необходимости». Раз мы узнали этот закон, действующий (как тысячи раз повторил Маркс) независимо от нашей воли и от нашего сознания, — мы господствуем над природой. Господство над природой, проявляющее себя в практике человечества, есть результат объективно-верного отражения в голове человека плетений и процессов природы, есть доказательство того, что это отражение (в пределах того, что показывает нам практика) есть объективное, абсолютное, вечная истина».

Здесь же В. И. Ленин дает исчерпывающую характеристику критерия практика в человеческом познании²: «Точка зрения жизни, практика должна быть первой и основной точкой зрения теории познания... Конечно, при этом не мало забывать, что критерий практики никогда не может по самой сути дела подтверждать или опровергнуть возможность какого бы то ни было человеческого представления. Этот критерий тоже настолько «неопре-

¹ Ленин В. И. Материализм и эмпириокритицизм. М., Политиздат, 1989, с. 105—106.

¹ Ленин В. И. Материализм и эмпириокритицизм. М., Политиздат, 1960, с. 184—185.

² Там же, с. 139—139.

делением, чтобы не позволить знанием человека превратиться в «ископашку», и в то же время настолько определен, чтобы вести беспощадную борьбу со всеми разновидностями идеализма и агностицизма. Если то, что подтверждает наша практика, есть единственная, последняя, объективная истина, — то отсюда вытекает признание единственным путем к этой истине пути науки, стоящей на материалистическом точном зрении.

Подход с материалистических позиций к оценке запасов надежности судового корпуса, определяемых на основе учета многолетней практики судостроения и эксплуатации судов, необходимо принять следующее. Условные критерии, применяемые при расчетах общей прочности судна, являются весьма ценным объективным достижением практики, следовательно, их можно использовать для суммарного учета совокупного действия всех еще не познанных силowych и прочих физических факторов. В то же время очевидна ограниченность этих знаний, на преодоление которой направлены усилия судостроительной науки и практики.

Опыт обеспечения надежности корпусов судов отражается в Правилах постройки и классификации морских судов классификационных учреждений и общества: Регистра Союза ССР, английского Регистра Ллойд, французского Бюро Веритас, Норвежского Веритас, Итальянского Веритас, Американского Бюро Судостроения, Германского Ллойд, японского Ниппон Кайдоке Кюкай. Хотя в правилах разных стран и отражены особенности национальной практики судостроения, однако общие закономерности обеспечения прочности и надежности конструкций не зависят от национальных границ. Поэтому во всех Правилах стандарты прочности оказываются почти одинаковыми. В последнее время унификация этих стандартов в значительной степени способствуют Международные конгрессы по судовой конструкции, собирающиеся каждые три года начиная с 1961 г., на которых широко обсуждаются различные вопросы исследования внешних сил, действующих на корпус судна, и методов проектирования корпусных конструкций.

Правила постройки судов все время пересматриваются, изменяются и дополняются в соответствии с постоянно поступающими новыми данными об эксплуатации судов, о поврежденных и авариях конструкций корпусов, их ремонтах и модернизации. Одни Правила переиздаются ежегодно, другие — через каждые два-три года, в последнем случае в период между переизданием ежегодно выпускаются дополнения и изменения. Некоторые иностранные Правила существуют уже более 100 лет. Первые «Правила постройки морских судов» Русского Регистра вышли в 1913 г. Все это показывает, какую обширную и интенсивную работу ведут классификационные учреждения разных стран, исследуя и обобщая опыт морского судостроения.

Как правило, все морские суда строят под наблюдением классификационного общества, а нередко даже под одновременным наблюдением двух обществ. Все плавающие суда в течение всего срока службы находятся под наблюдением высококвалифицированных технических инспекторов классификационного учреждения, которое присвоило свой класс построенному судну. Все повреждения и аварии конструкций регистрируют и тщательно анализируют. Все исправления повреждений и все ремонты корпусных конструкций выполняют под наблюдением инспекторов классификационных учреждений. По-видимому, нет ни одного элемента корпусной конструкции, надежность которого не подвергалась бы многократной оценке, при этом учитывается частота и степень его повреждаемости на судах разных типов и размеров в различных условиях его эксплуатации и обслуживания.

Все сказанное с несомненностью свидетельствует о том, что Правила постройки судов наиболее полно отражают результаты долговременной успешной практики мирового судостроения и судоскопства. Содержащиеся в Правилах требования к прочности, надежности и безопасности судовых конструкций являются отражением объективных закономерностей как познанных, так и еще не познанных.

В Правилах постройки судов содержатся подробные описания конструктивных форм, выработанных практикой, и минимальные размеры связей, которые могут обеспечить надежную и успешную службу конструкции судового корпуса. Размеры (приблизительно до середины 60-х годов) в Правилах постройки судов необходимые размеры связей обычно приводились в многоколончатых подробных таблицах в зависимости от типа и размеров судна, от пролетов балок набора и от расстояний между этими балками. Прямо не указывались значения как расчетных нагрузок, ни допускаемых напряжений, но и тогда эти данные можно было найти из соответствующего анализа таблиц.

Отметим, что в Правилах Британской корпорации (английское классификационное общество, самостоятельное существовавшее с начала нашего века и до 40-х годов, когда оно слилось с Регистром Ллойд), в Правилах Американского Бюро Судостроения и в Правилах Итальянского Регистра уже с начала века включено требование определять размеры балок набора по аналитическим зависимостям, включающим расчетную нагрузку, пролеты, заделку концов и допускаемые напряжения.

С середины 60-х годов во всех Правилах почти все таблицы необходимых размеров связей заменены аналитическими зависимостями, содержащими в явном виде все расчетные нагрузки, граничные условия, пролеты и допускаемые напряжения. Для элементов конструкций, работающих на изгиб, указав минимальные моменты сопротивления, для элементов, испытывающих продольные усилия, — минимальные площади поперечного

сечения и в необходимых случаях толщиной листов и моменты инерции площадей сечений балок.

То обстоятельство, что в ранних изданиях Правил не указывалось в явном виде значения расчетных нагрузок и допускаемых напряжений, отнюдь не означает, что эти величины вообще не учитывались. В начале прошлого века еще только закладывались основы науки о прочности и мореходности судна (назовем лишь труды А. Н. Крылова по теории корабля, И. Г. Вутова в области строительной механики и проектирования судового корпуса). Поэтому возможности научного анализа того эмпирического опыта, который с самого начала составлял основу Правил постройки, были весьма ограниченными. Об этом писал в 1909 г. И. Г. Вутов [7]:

«В несравненно более тяжелых условиях находились мы при проектировании судового корпуса: как главные размеры судна, так и обводы его почти всегда являются заданными; наимыгоднейшему распределению материала препятствует условие непроницаемости, заставляющее разнородный материал всюду в виде поверхностей, составленных из плотно соединяемых листов; наконец, определение сил, действующих на судно, вообще значительно сложнее, причем важнейшие из них — продольные моменты при килевой качке — до последнего времени учитывались условно (постоянной судна на волну), что не давало достаточной уверенности в правдивости полученных результатов».

Все эти обстоятельства привели к чрезвычайно сложным и запутанным конструкциям, всегда многократно неопределимым, при которых часто не только невозможен расчет прочности отдельных частей, но даже трудно разобраться в вопросе — для чего сделана данная связь и какие именно функции несет она при действии на судовой корпус различных сил. Отсюда же берут начало и различные регламенты вроде «Правил Ллойда», определяющие репутурным методом размеры частей корпуса независимо от величин действующих на него сил. Все подобные «Правила» узаконивают и искусственно поддерживают существование конструкций, создававшихся исторически из ряда разнородных наслоений, но часто совершенно неуместных с точки зрения строительной механики.

Существование объективных, но еще не познанных закономерностей проектирования судовых корпусных конструкций делало невозможным полный расчет прочности этих конструкций методами строительной механики корабля, не позволяло даже разобраться во взаимосвязях отдельных элементов конструкции. Несмотря на это, в мировом судостроении уже тогда на практике удовлетворительно решалась задача создания надежных корпусов судов, и эти решения получали отражение в Правилах классификационных обществ. Большой вклад в практику судостроения внес и сам И. Г. Вутов, и можно утверждать, что им были использованы не только достижения строительной ме-

ханики того времени, но и опыт судостроения, отраженный в Правилах.

В 1913 г. в связи с заменением перестроен Международной конвенции по грузовой марке для подготовки материалов соответствующей конференции в Англии был организован Комитет по грузовой марке. В Комитете изучался вопрос обеспечения прочности корпуса при назначении высоты надводного борта судна. В связи с этим были проанализированы требования всех Правил 1913 г. к общей и местной прочности морских грузовых транспортных судов в зависимости от их главных размеров и осадки. Было найдено, что требование по этим Правилам значения минимального момента сопротивления корпуса для судов всех предусмотренных Правилами размеров практически можно считать одинаковым и с малой достаточной для практики точностью определять по формуле [48]

$$W_{min} = TBf(L) = 0,0797BL^2, \quad (4.18)$$

где L , B , T — соответственно длина, ширина и осадка судна, м.

Было также установлено следующее. Если условно считать суммарный вертикальный изгибающий момент при статической постановке судогрузового судна на стандартную волну ($\lambda = L$ и $\lambda = L/20$) равным

$$M_{стн} = \frac{DL}{36}, \quad (4.19)$$

(где D — водоизмещение судна с полным грузом, тс), то наибольшее значение условных допускаемых нормальных напряжений от общего вертикального изгиба (кгс/см^2) не должно быть больше, чем это определяется по следующим формулам:

формула Абеля

$$\sigma_y = 790 \left(1 + \frac{L}{300} \right), \quad (4.20)$$

формула Тобина

$$\sigma_y = 234L^{1/4}, \quad (4.21)$$

Формулы (4.20) и (4.21) дают практически почти одинаковые значения допускаемых напряжений, разнящиеся не более чем на 5%.

Заметим, что еще недавно судостроители всех стран для приближенного определения расчетного суммарного вертикального изгибающего момента в средней части судна широко пользовались формулой

$$M_{стн} = \frac{DL}{\lambda}, \quad (4.22)$$

в которой принимались различные значения коэффициента в зависимости от типов судов, получаемые на основании очень

большого числа расчетов постановки судов на стандартную волну (они приведены в [51]). Для однопалубных судов разных размеров значения k находятся в узких пределах: для сухогрузных судов с машинным отделением в их средней части при положении судна на вершине волны k изменяется от 33 до 37. Это соответствует с точностью до 5% значению $k=35$, принятому для сухогрузных судов по формуле (4.10).

Поскольку было установлено значение минимального момента сопротивления (4.18), требуемое Правилами, и были известны условные допускаемые напряжения (4.20) и (4.21), то, следовательно, можно считать известным и значение условного расчетного изгибающего момента:

$$M_y = W_{mid} \sigma_y. \quad (4.23)$$

Таким образом, уже в ранних редакциях Правил постройки судов содержалось вполне определенное представление об условных нагрузках, которые следует включать в расчет вместе с допускаемыми напряжениями, чтобы размеры корпусных конструкций обеспечивали достаточную их надежность. Это и не удивительно: практика судостроения, а значит, и Правила постройки судов должны отражать объективные закономерности как известные, так и неизвестные. Но, отражая непознанные закономерности (неизвестную необходимость), Правила пока их не раскрывают, не формулируют, не аргументируют. В сущности за это Правила обвиняют в недостаточной обоснованности. Процесс раскрытия непознанных закономерностей продолжается, и его результаты отражаются в Правилах постройки судов, непрерывно уменьшая содержащиеся в них неопределенности и связанные с ними условности.

Как сказал Гете в «Фаусте»:

„Gut, mein Freund, sind alle Theorien,
Und grün des Lebens goldner Baum“¹

Интересно, что эти слова И. Г. Бубнов выбрал в качестве эпиграфа к своему курсу «Строительная механика корабля» [9].

Как же отражаются закономерности природы в практике судостроения (в Правилах постройки)? В Правилах применены зависимости для расчета элементов корпусных конструкций, в частности для определения минимального момента сопротивления корпуса судна (4.18). Доказательством удовлетворительности расчетов по этим зависимостям является то, что при эксплуатации морских судов, построенных по Правилам, не была обнаружена недостаточность общей или местной прочности корпуса, а возникавшие повреждения конструкций корпуса, хотя и требовали исправлений и ремонта, но не угрожали безопасности дальнейшей эксплуатации судна. Как правило, эти по-

вреждения происходят не из-за недостаточной прочности конструкции, а из-за несоответствующего качества материала или дефектов технологии изготовления конструкции, из-за неправильной эксплуатации и обслуживания судна.

Конечно, известны в прошлом и не исключены в будущем случаи, когда общая или местная прочность корпуса судна, построенного в соответствии с Правилами, оказывалась недостаточной, что может привести даже к гибели судна. Однако это может происходить лишь в некоторых случаях эксплуатации судов, которые не могли быть учтены при проектировании конструкций. К таким случаям относятся: столкновения судов; удары корпуса о набережные и молы; удары бортами при швартовке судов в море во время шторма; посадка судов на подводные рифы и скалы; столкновения судов с айсбергами; сжатие ледяными судами, не имеющих ледовых усиленных конструкций; повреждения минными, торпедными, бомбовыми снарядами; влияние какой-либо исключительной интенсивности, вызванное, например, тайфуном необычной силы.

При случайном характере сил, действующих на корпус судна, надежность конструкций корпуса, даже и очень высокая, все же не исключает некоторого, хотя и очень малого, риска разрушения конструкции. В настоящее время считается, что размеры конструкций, требуемые современными Правилами постройки судов, соответствуют тому уровню риска, который в современных условиях принято считать приемлемым.

Если можно считать, что размеры ниже, требуемые Правилами, являются объективным отражением закономерностей, то этого никак нельзя сказать относительно сил и напряжений, которые мы условно и часто умозрительно можем связывать с указанными размерами. Если, несомненно, формула (4.18) для расчета минимального момента сопротивления корпуса судна является объективным отражением закономерностей (познаний и непознанных необходимости), так как она получена на основании изучения опыта, непосредственно из практики, то формулы (4.19), (4.20) и (4.21) являются отражением некоторых наших умозрительных представлений. В данном случае умозрительно наше предположение о том, что вертикальный изгибающий момент правильно определяется расчетом при статической постановке судна на стандартную волну. В предыдущих главах было показано, что в общем случае такое предположение нельзя считать правильным. Умозрительными являются и предположение, что значения нормальных напряжений по формулам (4.20) и (4.21) соответствует действительным напряжениям от реального изгиба корпуса судна в продольной вертикальной плоскости. Хотя формулу (4.23) и можно переписать в виде

$$W_{mid} = \frac{M_y}{\sigma_y}, \quad (4.24)$$

¹ «Дорогой друг, серы все теории,
И зеленой жизнью дерево живет».

где в левой части равенства стоит величина, отражающая реальную действительность, но отношение M_0/σ_0 не изменится при любом одновременном изменении числителя и знаменателя в n раз. А это значит, что при постоянном значении $W_{\text{дв}}$ значения нагрузочных моментов и соответствующих им напряжений остаются неизменными (исчисляемыми, условными).

Эти наши представления, конечно, не являются бесспорными, не за чем не основанными. Они либо основаны на каких-то других ранее познанных закономерностях, относящихся к условиям проектирования других конструкций, не идентичных морским судовым конструкциям, но все же в той или иной степени с ними сходных, либо основываются на теоретических исследованиях, учитывающих в той или иной мере приближенно реальные условия работы судовой конструкции, либо возникли из результатов эксперимента, проведенного в условиях достаточного правильного моделирования конструкции и условий ее работы. Все же наши логические построения приводят лишь к приближенному расширению отдельных неопределенностей и для своего уточнения требуют непосредственной проверки практикой.

Проектирование конструкции основано на синтезе всех закономерностей. Этот синтез мы находим в Правилах постройки, но в них нет анализа отдельных закономерностей. Одной из важнейших форм такого анализа являются поперечные расчеты прочности корпусных конструкций, спроектированных на основе требований Правил постройки. В нашей стране и, по-видимому, не только в нашей стране во всех случаях при проектировании конструкций корпуса производят соответствующие расчеты прочности и особенно тщательно — расчеты общей прочности корпуса судна.

Важно отметить, что более чем 40-летняя практика этих расчетов не обнаружила каких-либо существенных несоответствий в Правилах. Более того, все эти расчеты не давали поводов ни для сомнений в достаточной надежности требуемых в Правилах размеров связей, ни для утверждений о наличии в них неоправданно больших запасов прочности, т. е. не давали решительно никаких оснований для негативного к ним отношения.

Конечно, все это не означает, что существующие сейчас Правила классификационных обществ не требуют дальнейших улучшений и изменений. Нет, эти Правила так же несовершенны, как несовершенны наши знания, как несовершенна практика судостроения. Они нуждаются в дальнейших улучшениях и изменениях, и также изменениям ежедневно подлежат и они по мере поступления новых данных эксплуатации судов, накопления новых теоретических и экспериментальных данных. Однако в общем случае практика судостроения, зафиксированная в Правилах, лучше отражает объективные закономерности, чем приближенные теоретические методики, разработанные на определенном этапе познания. Конечно, нельзя слепо копировать Правила,

как нельзя пренебрегать в существующих приближенных расчетными методами обеспечения прочности судовых конструкций. Об этом говорил академик А. Н. Крылов, выступая в дискуссии о необходимой степени использования Правил английского Регистра Ллойд при проектировании советских серийных морских транспортных судов¹.

«При проектировании стандартных судов, предназначенных для массовой постройки, безусловно, представляется необходимым конструирование корпусов производить, не слепо копируя классификационные Правила, а на основании расчетов прочности, руководствуясь Правилами лишь как практическим материалом, оправданным богатым опытом прежних построек».

При конструировании корпусов стандартных судов следует, в общем случае, задаваться степенью крепости, не меньшей крепости идентичного корпуса, названного по классификационным Правилам, и степенью стойкости против изнашивания, не меньшей, чем для судна, одноклассного по названию его и роду плавания.

Никакими Правилами не воспрещается строить расчетным методом, не только по теперешним Правилам, но и по Правилам, которые были 30 лет тому назад».

Требования Правил надо критически анализировать, учитывая современные достижения науки и техники не только кораблестроительной, но и смежных с ней, прежде всего путем сопоставлений с результатами поперечных расчетов. Последние способствуют достаточно правильной оценке влияния отдельных сложных факторов на общую и местную прочность конструкции корпуса. Поперечный расчет позволяет лучше познать влияние действующих закономерностей, отраженных в Правилах. Сопоставление результатов расчета с требованиями Правил не только способствует правильному и творческому решению конструктивных вопросов, но, и это очень важно, создает у проектирующего внутреннюю убежденность в достаточной надежности конструкции, за что инженер несет личную ответственность.

Как теория и практика едины и неразрывны, так едины и неразрывны Правила постройки и расчеты прочности конструкции. Они должны отражать один и те же объективные закономерности. Правила — это синтез этих закономерностей, а расчеты — их анализ. В действительности они всегда существуют вместе. Разделение их имеет искусственный характер, а противопоставление недопустимо. Если выше говорилось, что Правила лучше отражают объективные закономерности, чем расчеты, то при этом имелась в виду только ограниченность практики и истинность теории.

¹ «Судостроение в судостроении», 1932, № 4—5.

При составлении Правил приходится анализировать при помощи расчетов большое количество данных об эксплуатационных и аварийных поврежденных множествах различных элементов конструкций судового корпуса. Результаты многочисленных отдельных расчетов сходных повреждений необходимо тоже тщательно анализировать и обобщать, пользуясь всеми самыми последними достижениями теории и практики, применяя и должо устанавливая как условия, при которых произошли та или иная авария, так и степень точности и надежности выбранной для расчетов методики. Такой анализ при составлении и корректировке Правил должен производиться высококвалифицированными кораблестроителями при помощи самых современных средств расчетного анализа.

Требования к размерам связей корпуса в Правилах не являются простым комплиментом случайных исторически накопившихся данных. Если бы это было хоть отчасти так, то разве могли бы суда, построенные по таким Правилам, длительно и успешно эксплуатироваться, обнукая достаточную прочность, надежность и безопасность? Совершенно очевидно, что это невозможно. Требования Правил возникают и развиваются на основе расчетного анализа надежности конструкций судов, результаты эксплуатации которых удовлетворительны. Вместе с этим развивается и совершенствуется и сам расчетный анализ. Прежде чем какие-либо требования к прочности могут быть записаны в Правила, их правильности и целесообразности должны быть проверены теоретическими расчетами и на основании опыта эксплуатации.

Следовательно, Правила содержат такие требования к размерам конструкций, которые проверены и расчетами, и опытом эксплуатации. Таким образом, Правила отражают единство практики и расчетов.

Академик А. Н. Крылов [36] писал: «Молодые инженеры часто склонны относиться со своего рода пренебрежением к разного рода Правилам Ллойдов и Регистров, считая, что эти Правила составлены по принципу «познать размер, скажем толщину, на глаз, да четверть дюйма прибавь». На самом деле это далеко не так. Впервые для примера Английский Ллойд. Он существует как классификационное общество, т. е. наблюдение за надежностью прочностью корабля и его снабжения как во время постройки, так и во время службы, сто лет. Все случаи повреждений судов рассматриваются его инспекторами, рассуждения по портам всего мира, и доводятся до сведения Главной Лондонской котормы Общества, в которой работают опытные инженеры с обширной практикой и широким научным образованием.

Сейчас в списках Английского Ллойда находится около 35 тысяч пароходов всех наций; отсюда можно заключить, какой

«огромный материал и какое богатство опытных данных и «случаев» накапливается в его Главной которме.

Правила Ллойда не являются неизменяемыми, они постоянно совершенствуются на основе действительного опыта плавания судов и анализа аварий или повреждений, ими понесенных. Более того, возможно отступать от букв этих Правил, подтверждая отступление расчетом, представленным на просмотр и одобрение Главной котормы, а которой таким образом группируется и этот опыт, ведущий к постоянному совершенствованию Правил. Ввиду этого Правила periodically переиздаются, причем в них вносятся существенные изменения, полны которых оформлялись практикой, поэтому Правила эти заслуживают внимательного и адумательного изучения».

К сказанному выше А. Н. Крыловым необходимо добавить, что почти все классификационные учреждения и общества сами ведут большую научную работу: теоретические и экспериментальные исследования вопросов прочности и надежности судов — и тщательно следят за результатами таких работ, выполняемых по всем странам соответствующими научными коллективами и отдельными специалистами. Это обеспечивает высокий научный уровень Правил.

Нужно отметить, что непонимание действительной роли и места Правил классификационных обществ в проектировании корпусных конструкций иногда проявлялось не только в начале нашего века, но и позднее (см., например, материалы упоминавшейся выше дискуссии в 1932 г.); встречается это заблуждение и в наши дни.

§ 45. Стандарты общей прочности судна

Общие замечания. Безопасность плавания морского судна и рентабельность его эксплуатации зависят в первую очередь от надлежащей прочности и надежности конструкций корпуса судна.

Аварийные повреждения и гибель судов в море не только наносят большой материальный ущерб народному хозяйству страны, но часто связаны, и это особенно важно, с гибелью людей. Это заставляет правительства стран, в которых морское судостроение является важными отраслями народного хозяйства, устанавливать нормы, правила и стандарты, регламентирующие прочность и надежность корпусов морских судов с целью свести до возможного минимума случаи аварий судов в море.

В истории морского судостроения известны многочисленные случаи гибели морских судов. Например, известно, что за один только 1882 г. утонуло 548 английских судов и погибло 3118 моряков. Поэтому в 80-х годах прошлого века в Англии,

тогдашней «кладовиче морей», были созданы первые Правила о грузовой марке, регламентирующие высоту надводного борта в следовательно, и допускаемую осадку судна, с целью обеспечения правильной и безопасной их загрузки. Этому примеру Англия последовали и другие страны с развитым судоходством.

Во всех случаях условием назначения грузовой марки являлось обеспечение надлежащей прочности корпуса судна. При этом, однако, в конце прошлого века не могли быть достаточно четко сформулированы конкретные технические требования, обеспечивающие эту надлежащую прочность, кроме как выполнения требований Правил постройки судов классификационных обществ.

Страховые общества при страховании морских судов и перевозимых на них грузов уделяли в технический оценке прочности и надежности конструкций корпусов судов. Поэтому каждое крупное страховое общество создавало технический отдел, укомплектованный опытными инженерами-кораблестроителями, экспертами по вопросам прочности судов. В дальнейшем технические отделы страховых обществ выделились из них в крупные самостоятельные частные технические учреждения, именуемые теперь классификационными обществами. Классификационные общества составляют Правила постройки и классификации судов, т. е. устанавливают стандарты их прочности и надежности. Они ведут наблюдение за постройкой судов, за качеством основных судостроительных материалов и за техническим состоянием судов во время их эксплуатации, за текущим и аварийным ремонтом судов.

Судам, которые удовлетворяют требованиям классификационного общества, присваивается класс этого общества. Наличие класса дает страхователю достаточную уверенность в прочности и надежности судна, гарантирует судовладельцу страхование его судна, а грузоотправителю — сохранность его груза. Хотя стандарты прочности и надежности не являются юридически обязательными (не имеют характера закона), однако практически они выполняются на всех морских транспортных судах, так как судовладельцы, заказывая судно, обязательно считают необходимым его застраховать и обязывают судостроителя выполнять требования Правил того или иного классификационного общества.

Следовательно, техническая деятельность классификационных обществ самым тесным образом связана с судостроением и судоходством и оказывает на них большое влияние. Ведущие классификационные общества своей успешной и плодотворной деятельностью заслужили всеобщее признание у судовладельцев и судостроителей и являются высшей технической авторитет. Правительства многих стран широко используют консультации классификационных обществ при разработке и установлении законодательных актов, связанных с обеспечением

безопасности морского судоходства, и поручают этим обществам свои функции наблюдения за выполнением таких актов и даже функций проведения их в жизнь.

Давно признано, что вопросы безопасности морского судоходства выходят за рамки отвлеченных национальных интересов и имеют международный характер. По вопросам охраны человеческой жизни на море, грузовой марки и сбора судов уже неоднократно созывались международные конференции, на которых принимались соответствующие Конвенции. Подготовку технических материалов к таким конференциям правительства стран-участниц конференций почти всегда поручают ведущим работникам классификационных обществ. Представители этих обществ на конференциях являются ведущими участниками выработки технических постановлений, закрепляемых в соответствующих конвенциях.

По вопросам проектирования конструкций корпусов через каждые три года, начиная с 1961 г., собираются международные конгрессы, являющиеся участниками которых являются тоже ведущие инженеры классификационных обществ. До 50-х годов классификационные общества вели свою работу изолированно друг от друга. В настоящее время ведущие классификационные общества признали необходимость координировать свою техническую политику по ряду вопросов, представляющих общий для них интерес. Создан координационный комитет этих обществ. Уже выработаны общие требования классификационных обществ к судостроительным стальным. Можно отметить, что при существовании в настоящее время различных в Правилах постройки морских судов разных классификационных обществ в целом они все же приводят к близким стандартам прочности и надежности судовых корпусов. Различия связаны с существованием тех неопределенностей, о которых шла речь выше и которые обуславливают необходимость установления некоторого запаса прочности. Величина этого запаса в разных Правилах все еще не одинакова.

Когда в 1890 г. в Англию были объявлены обязательными первые Правила о грузовой марке (перед этим они в течение пяти лет применялись в качестве необязательных), то норм надводного борта этих Правил были основаны на соответствующих данных английского Регистра Ллойда, и предполагалось, что выполнение требований Правил постройки судов этого классификационного общества обеспечивает необходимую прочность судов. Однако тогда не могло быть уверенности в правильности выбора норм для надводного борта. Поэтому по истечении 30-летнего срока применения этих норм в Англии, естественно, возник вопрос об анализе результатов их применения, тем более что к тому времени они, после их доработки в 1906 г. и некоторого уменьшения, получили уже достаточно широкое применение и в других странах. Кроме того, было необходимо

более определенно формулировать требования прочности, обеспечивающие надлежащую безопасность плавания судов. В связи с этим было принято решение, согласованное с правительствами стран с развитым морским судоходством, созвать в 1915 г. первую международную конференцию по грузовой марке и организовать в Англии Комитет по грузовой марке для подготовки докладов на конференции.

Комитет по грузовой марке установил [48], что за период в 20 лет, кончая 30 июня 1913 г., средний ежегодный процент аварий судов уменьшился: за первое пятилетие этого периода он был равен 2,01, а за последнее пятилетие уже только 1,2. Затем комитет изучил все случаи гибели судов за этот период и пришел к выводу, что нет оснований считать причиной гибели судов недостаточный надводный борт. Комитет пришел к выводу, что осадка, до которой можно безопасно нагружать суда, определяется двумя не зависящими друг от друга показателями: геометрическими размерами, формой судна и прочностью судна.

Геометрические размеры и форма корпуса судна должны быть приняты во внимание при определении наименьшей допустимой высоты надводного борта для того, чтобы обеспечить возможность надлежащего обслуживания судна в условиях штормовой погоды и достаточный запас плавучести и остойчивости судна.

Прочность корпуса судна принималась во внимание при определении наибольшей осадки судна, поскольку тогда считалось, что действующие на судно силы (в том числе и волновые) зависят от осадки.

Комитет при разработке стандарта общей прочности судов считал целесообразным положить в основу требований существующих в то время (1913—1915 гг.) Правил постройки судов четырех ведущих классификационных обществ [48]. Так как эти Правила были выработаны и проверены на основании данных успешного плавания морских судов, то в них было отражено все отмеченное при эксплуатации судов разнообразие нагрузок как на тихой воде, так и на морской волнении. Поскольку при установлении стандарта прочности были необходимы именно такие обобщенные опытные данные, то размеры конструкций судов, указанные Правилами постройки судов классификационных обществ, но именно Комитета, и могли являться основой базой стандарта. С этим согласилась и международная конференция по грузовой марке в 1930 г.¹ приняла разработанные на этой основе стандарты прочности.

В качестве стандарта общей прочности Комитет по грузовой марке принял эмпирические моменты сопротивления относительно

¹ На 2-й мировой войне Конференция по грузовой марке не могла быть созвана в 1915 г. и состоялось только в 1930 г., когда и была принята первая Конвенция по грузовой марке.

шпирной расчетной палубы эквивалентного бруса морских судов. Они определены по различным Правилам постройки судов значения моментов сопротивления для судов следующих длин: 30,5; 45; 91,5; 122; 152,5; 183 м. Ширина каждого из этих судов принималась равной $(0,1L + 1,52)$ м; $(0,1L + 3,05)$ м; $(0,1L + 6,1)$ м. Для каждого из этих судов момент сопротивления определялся при четырех значениях высоты борта, соответствующих отношению L/H , равным 10; 11; 12 и 13,5, моменты сопротивления определялись: при осадке, соответствующей минимальному надводному борту, и при осадке для судна с избыточным надводным бортом и со сплошной надстройкой.

Следовательно, для судна каждой длины было найдено 24 значения момента сопротивления, соответствующих разным значениям ширины, высоты борта и осадки. Для судов шести длин было определено 144 таких величины по каждому из четырех Правил, а всего было подсчитано 576 величин. Анализируя их, Комитет установил, что значения моментов сопротивления, определенные по разным Правилам для каждого из рассматриваемых судов, практически близки и различие между ними не имеет систематического характера. Поэтому было признано возможным и целесообразным наименьшее значение момента сопротивления из числа найденных по различным Правилам считать наименьшим, допускаемым практикой эксплуатации судов.

Таким образом было отобрано 144 наименьших значения момента сопротивления, которые подверглись дальнейшему анализу на более широкой основе с целью найти их функциональную зависимость от основных размеров судна и его осадки. Возможность такой связи вытекала из следующих соображений. Минимальный момент сопротивления корпуса судна как ближе, так и дальше от момента M , определяется по обобщенной формуле

$$W = \frac{M}{|\sigma|} \quad (4.25)$$

где $|\sigma|$ — наибольшее допускаемое напряжение, которое в соответствии с практикой было принято в расчетах общей прочности корпуса судна, считать зависящим только от длины судна: как линейно — по формуле (4.20), или пропорционально $L^{\frac{1}{2}}$ — по формуле (4.21). Поэтому в общем виде можно написать:

$$|\sigma| = f_1(L). \quad (4.26)$$

Значение расчетногогибающего момента для морских транспортных судов с достаточной практической точностью, как тогда считалось, определяется формулой (4.19):

$$M = \frac{DL}{\lambda} = \frac{3,87L^2}{\lambda} \quad (4.27)$$

где коэффициент k для данного типа судна является постоянной величиной; постоянную можно считать и коэффициент общей полноты δ .

Следовательно, в общем виде можно написать:

$$M = f_R(L, B, T). \quad (4.28)$$

Подставляя (4.26) и (4.28) в (4.25), получаем:

$$W = \frac{f_R(L, B, T)}{f_s(L)} \quad (4.29)$$

или

$$W = f_W(L, B, T).$$

Таким образом, минимальный момент сопротивления эквивалентного бруса может быть действительно выражен некоторой функцией от длины, ширины и осадки судна.

Пользуясь найденными частными значениями этой функции, Комитет по грузовой марке установил:

при неизменной длине и ширине судна момент сопротивления изменяется пропорционально изменению осадки;

при постоянной длине и осадке судна W изменяется пропорционально изменению ширины судна в пределах от $(0,1L + 1,52)$ м до $(0,1L + 6,1)$ м.

Это позволяет привести выражению (4.29) следующий вид:

$$W = TBf(L). \quad (4.30)$$

Попытки Комитета найти аналитическое выражение функции $f(L)$ были безуспешными, и он ограничился составлением таблицы значений этой функции для минимальных моментов сопротивления, которые требовались Правилами постройки судов 20-х годов нашего века применительно к корпусу судна из мягкой углеродистой судостроительной стали с пределом сопротивления $41-50 \text{ кгс/см}^2$ и с относительным удлинением не менее 16% на длине 203 мм.

Формула (4.30) и соответствующая таблица значений были приняты международной конференцией по грузовой марке 1930 г. в качестве стандарта общей прочности морских транспортных судов, строящихся из указанной стали и имеющих длину, равную или меньшую 180 м, ширину от $(0,1L + 1,52)$ м до $(0,1L + 6,1)$ м и высоту борта, лежащую в пределах от $L/10$ до $L/13,5$. В Конвенции по грузовой марке 1930 г. этот стандарт общей прочности был приведен с указанием, что грузовой марки может наноситься на судне при условии, если минимальный момент сопротивления эквивалентного бруса не менее требуемого по формуле (4.30), причем в таблице числовые значения $f(L)$ даны при L, B и T , выраженных в метрах, а размерность W — в $\text{мг}^2 \cdot \text{м}$.

Так как морским транспортным судам длиной более 24 м назначается выход в море без нанесенной на борт грузовой марки, то выполнение требований стандарта общей прочности является необходимым условием разрешения на плавание судна в море.

Стандарт минимально допустимой общей прочности судов, уже существовавший до 1914 г. в Правилах постройки, был узаконен Конвенцией по грузовой марке 1930 г. и сделан обязательным международным стандартом. Он существовал до 1956 г., когда была заключена новая международная Конвенция по грузовой марке, в которую стандарт 1930 г. не был включен.

Это произошло не потому, что была выявлена какая-то недостаточность продольной прочности судов тех типов и размеров, которые предусматривались стандартом. За это время существенно изменились типы морских транспортных судов, их размеры и соотношения размерений. Размеры многих современных судов вышли далеко за рамки, в пределах которых мог применяться стандарт 1930 г.

К тому же выяснилась необходимость при установлении стандарта общей прочности учитывать отдельно влияние на общую прочность нагрузок из такой воды и волновых нагрузок. Выяснилось, что для современных морских судов пропорциональной осадке можно считать только ту часть стандарта, которая учитывает нагрузки на такой воде, тогда как та часть стандарта общей прочности, которая связана с волновыми нагрузками, незначительно аванс или совсем не зависит от осадки судна.

Выяснилось, что значения наибольших изгибающих моментов на такой воде для одного и того же типа судна данных размерений и при постоянной осадке могут измениться в значительно больших пределах, чем это имело место для судов, построенных до второй мировой войны.

Высказывались также мнения, что вообще непелесообразно технические нормы облекать в форму обязательных законов, да еще действующих в международном масштабе, так как это лишает такие нормы необходимой гибкости и может задерживать прогресс в данной области техники.

Все это в совокупности привело к тому, что стандарт прочности не был включен в Конвенцию по грузовой марке 1956 г. Однако это не значит, что в Конвенции не нашла отражения сама необходимость обеспечения общей прочности судов как основное условие назначения им грузовой марки. В связи с этим приведем следующие требования Конвенции 1956 г.:

1) «Судно, к которому применяется настоящая Конвенция, не может выйти в море в международный рейс после отступления в силу настоящей Конвенции, если оно не было освидетельствовано, ему не была занесена грузовой марки и не выдано Международное свидетельство о грузовой марке 1956 г.».

2) «Администрация (выдающая свидетельство о грузовой марке.— Н. П.) должна удостовериться, что общая конструктив-

ная прочность судна достаточна для осадки, соответствующей назначенному надводному борту. Судна, построенные и поддерживаемые в состоянии, соответствующем требованиям классификационного общества, признающего Администрацией, могут рассматриваться как обладающие достаточной прочностью (разрядка наша. — Н. П.).

Таким образом, если стандарт Конвенции 1930 г. представлял собой обобщение требований всех Правил, то стандарт Конвенции 1966 г. является стандартом каждого классификационного общества и может последние заменяться по мере надобности, отражая новые данные практики судостроения и судоходства и результаты экспериментальных и теоретических исследований.

Современные стандарты общей прочности Правил постройки морских судов. Рассмотрим современные требования некоторых классификационных обществ к стандарту общей прочности.

1) Правила Регистра Союза ССР 1974 г. [46]. Для морских сухогрузных и нефтеналивных судов, корпуса которых изготовляют из малоуглеродистой стали с временным сопротивлением 41—52 кгс/мм² и с пределом текучести не менее 24 кгс/мм², момент сопротивления относительно верхней кромки палубного стрингера у борта должен быть не менее вычисленного по формуле¹ (см⁶)

$$W_d = k_1 (k_2 + k_3 c_a) B L^{2.5}, \quad (4.31)$$

где $k_1 = 65$ и 71 соответственно для сухогрузных судов и танкеров;

$$\left. \begin{aligned} k_2 &= \frac{[M_{\text{из}}]}{B L^{2.5}}, \text{ если } \frac{[M_{\text{из}}]}{B L^{2.5}} > k_0; \\ k_2 &= 0.9 k_0 + \frac{[M_{\text{из}}]}{10 B L^{2.5}}, \text{ если } \frac{[M_{\text{из}}]}{B L^{2.5}} < k_0; \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

$k_0 = 0.0395$ — при перегибе; $k_0 = 0.0360$ — при прогибе; $k_3 = 0.0205$ и 0.0182 соответственно при перегибе и прогибе для сухогрузных судов; $k_3 = 0.0199$ и 0.0173 соответственно при перегибе и прогибе для танкеров; $M_{\text{из}}$ — изгибающий момент на тихой воде, тс·м; c_a — коэффициент общей полноты судна при осадке на летнюю грузую воду; k_2 и для танкеров — не менее 0,75.

Следовательно, для случаев, когда наибольший изгибающий момент на тихой воде $[M_{\text{из}}] > k_0 B L^{2.5}$, формула (4.31) приводится к виду (см⁶)

$$W_d = k_1 ([M_{\text{из}}] + k_3 c_a B L^{2.5}), \quad (4.33)$$

где второй член в скобках представляет собой волновой изгибающий момент $[M_{\text{из}}]$ в тс·м, который в сумме с изгибающим моментом на тихой воде $[M_{\text{из}}]$ должен учитываться при определении минимального значения W_d .

Имея это в виду и учитывая (4.25), можно написать (см⁶):

$$W_d = k_1 ([M_{\text{из}}] + [M_{\text{из}}]) = \frac{[M_{\text{из}}] + [M_{\text{из}}]}{[\sigma]} 10^6, \quad (4.34)$$

где введен множитель 10^6 для приведения значений моментов к размерности кгс·см. Из (4.34) следует, что

$$k_1 = \frac{10^6}{[\sigma]}, \quad (4.35)$$

и значения $k_1 = 65$ — для сухогрузных судов и $k_1 = 71$ — для танкеров условно соответствуют допускаемому напряжению, равному 1540 кгс/см^2 — для сухогрузных судов и 1410 кгс/см^2 — для танкеров. (Условно, так как по формуле (4.33) определяемое W_d производится по сумме значений изгибающих моментов на тихой воде и на волнении, что имеет физический смысл только тогда, когда эти моменты одного знака.)

Сравним принятый в формуле (4.33) расчетный волновой изгибающий момент с выражением этого момента через эффективную высоту волн h_w и коэффициент момента $k_{\text{из}}^p$ при статической постановке на волну длиной, равной длине судна (см. § 7), получим:

$$k_{\text{из}}^p B L^{2.5} = \gamma h_w^2 c_a B L^2, \quad (4.36)$$

где γ — удельный вес морской воды.

Для эффективной высоты волн h_w (в метрах)

$$h_w = a L^{0.2}, \quad (4.37)$$

то

$$k_{\text{из}}^p B L^{2.5} = \gamma a^2 c_a B L^{2.2}, \quad (4.38)$$

откуда

$$a = \frac{k_{\text{из}}^p}{\gamma c_a}. \quad (4.39)$$

Подставляя в (4.39) приведенные выше значения $k_{\text{из}}^p$ и значения безразмерного коэффициента волнового изгибающего момента по данным Дж. Маркса (см. [50], табл. 71) и считая $\gamma = 1.025 \text{ тс/м}^3$, получаем следующие значения коэффициента a в формуле (4.37):

c_a	0,60	0,70	0,80
Перегиб	1,49	1,45	1,41
Прогиб	1,45	1,43	1,45

¹ Здесь и ниже приведенные обозначения, принятые в рассматриваемых документах, в ряде мест могут отличаться от принятой в этой книге.

Приближенно, с погрешностью, не превышающей $\pm 2\%$, можно считать, что эффективная высота волны, принятая в Правилах Регистра СССР для определения наибольшего вертикального изгибающего момента $M_{\text{изг}}$ $M_{\text{изг}} = 1,46 L^{2,5}$ — для сухогрузных судов и $M_{\text{изг}} = 1,41 L^{2,5}$ — для танкеров, одинакова при перегибе и прогибе судна.

В Правилах Регистра СССР, как видно из (4.31) и (4.32), предусмотрено два случая определения W_d в зависимости от некоторой условной величины изгибающего момента на тихой воде (4.32), равной (тс·м)

$$|M_{\text{изг}}| = k_p B L^{2,5} \quad (4.40)$$

Сама форма этой зависимости показывает определенную связь этого условного изгибающего момента с тихой водой с расчетным полным моментом, исходящим в стандарт общей прочности (4.31). Эту связь удобно выразить через ту условную эффективную высоту волны k_p , при статической постановке на которую изгибающий момент равен $|M_{\text{изг}}|$. По аналогии с (4.37) и (4.38):

$$\left. \begin{aligned} k_p &= a_0 L^{0,5} \\ k_p B L^{2,5} &= \gamma k_p^2 a_0 B L^{2,5} \end{aligned} \right\} \quad (4.41)$$

откуда

$$a_0 = \frac{k_p}{\gamma k_p^2} \quad (4.42)$$

Подставляя в (4.42) значения k_p , k_p^2 и $\gamma = 1,025$ тс/м³, получим следующие значения отношения a_0/a :

a_0	0,6	0,7	0,8
Сухогрузные суда:			
при перегибе	1,07	0,85	—
при прогибе	1,00	0,75	—
Танкеры:			
при перегибе	—	—	0,77
при прогибе	—	—	0,61

Приведенные значения показывают, что условный изгибающий момент на тихой воде составляет тем большую часть расчетного полного момента, чем меньше коэффициент общей полноты судна. При перегибе он больше, чем при прогибе. Значения условных моментов на тихой воде лежат в пределах от 1,07 до 0,61 расчетного полного момента.

Если расчетный изгибающий момент на тихой воде меньше условного момента на тихой воде $M_{\text{изг}}$, то, учитывая (4.32), стандарт общей прочности (4.31) можно представить в виде (см²)

$$W_d = k_1 [0,9 |M_{\text{изг}}| + 0,1 |M_{\text{изг}}| + k_p a_0 B L^{2,5}] \quad (4.43)$$

Сравнение (4.43) с (4.33) показывает, что во Правилах Регистра СССР стандарт общей прочности в тех случаях, когда расчетный изгибающий момент на тихой воде $|M_{\text{изг}}|$ больше условного момента $|M_{\text{изг}}|$, следует определять с учетом полного значения расчетного момента $|M_{\text{изг}}|$, а в случаях, когда $|M_{\text{изг}}| < |M_{\text{изг}}|$ — с учетом $0,1 |M_{\text{изг}}|$ и $0,9 |M_{\text{изг}}|$.

Минимальный момент сопротивления эквивалентного бруса относительно верхней палубы, очевидно, соответствует случаю, когда в формуле (4.43) $|M_{\text{изг}}| = 0$, и определяется следующей формулой (см²):

$$W_{d \text{ min}} = k_1 [0,9 |M_{\text{изг}}| + k_p a_0 B L^{2,5}] \quad (4.44)$$

Во всех случаях требуется, чтобы момент сопротивления по длине W_d был не менее $1,1 W_d$ — для сухогрузных судов и $1,04 W_d$ — для танкеров.

2) Правила Регистра Ллойд 1975 г. В Правилах этого классификационного общества за последние 20 лет имели место следующие основные изменения в определении стандарта общей прочности транспортных судов.

С 1960 г., в отличие от стандарта в Конвенции по грузовой марке 1930 г., считается необходимым разделять волновой вертикальный изгибающий момент и момент на тихой воде при определении необходимого момента сопротивления эквивалентного бруса танкеров. При этом волновой вертикальный момент считается равным $k_1 L^{2,5} B \delta$, тс·м.

С 1966 г. вводится раздельный учет моментов волнового и на тихой воде не только для танкеров, но и для сухогрузных судов. Волновой вертикальный момент при этом считается пропорциональным $L^{2,5} B (\delta + 0,7)$.

С 1975 г. введен учет, в ряде случаев, гнзга корпуса судна не только в вертикальной плоскости, но и в горизонтальной плоскости, а также и кручения корпуса. Введено требование проверки прочности продольных связей корпуса по перерезывающим силам. Приводятся значения наибольших допускаемых напряжений в продольных связях корпуса в зависимости от типа судна и условий его эксплуатации. Особо выделяются быстроходные суда открытого типа и контейнерные суда. В целом Правила 1975 г. характеризуются большим учетом данных о волновых нагрузках на перегруженном волнении и учетом повреждений, наносящих в последнее время на сравнительно быстроходных судах открытого типа (с большими палубными вырезами).

Рассмотрим основные положения этих Правил.

1. Приведенные в Правилах 1975 г. общие требования к прочности продольных связей относятся к транспортным судам общего типа, горизонтальной формы, нормальных пропорций и нормальной скорости и имеющих обычное распределение веса корпуса.

К числу «нормальных» относятся суда обычного типа, у которых длина судна L не превышает 400 м; отношения $L/B \leq 17$; $L/B \geq 5$; $B/D \leq 2,5$, где B и D — ширина и высота борта судна соответственно; скорость судна v не больше, чем указано в следующей таблице:

Длина судна L	Коэффициент общей поправки δ	Скорость, уз
200 м и менее	$> 0,80$ $0,65$ $< 0,50$	17 20 25
Больше 200 м	$> 0,80$ $0,65$ $< 0,50$	18 20 28

не делаются вырезы в шпренгелях и в палубном стрингере для бортовой нагрузки;

для любого палубного выреза отношения $b/B_1 \leq 0,50$ и $l_m/l_{\text{пал}} \leq 0,70$, где B_1 — ширина палубы по средним линиям соответственно



Рис. 131. Определение параметров выреза грузовой палубы (Правила Регистра Ллойд).

ного выреза; b — ширина выреза; l_m — длина выреза; $l_{\text{пал}}$ — расстояние между центрами полей палубы у концов выреза (рис. 131).

Для таких обычных судов, корпуса которых спроектированы на обычной малоуглеродистой судостроительной стали, расчетный момент сопротивления мидельного сечения не должен быть меньше, чем большая из следующих величин (см^3)

$$W_{\text{мид}} = c_1 L^2 B (1 + 0,7); \quad (4.45)$$

$$W = \frac{M_s + M_{\text{н}}}{c_2} 10^3, \quad (4.46)$$

где M_s , $M_{\text{н}}$ — изгибающие моменты на тихой воде и волновой, $\text{тс} \cdot \text{м}$; c_1 — коэффициент, определяемый таблицей:

L , м	50	100	125	150	180—300
c_1	7,840	8,041	8,473	8,913	$10,75 - \left(\frac{300 - L}{100} \right)^{1,4}$
L , м	300—350	375	400		
c_1	10,75	10,69	10,63		

Для промежуточных значений длины коэффициент c_1 определяется линейной интерполяцией;

c_2 — допускаемые суммарные напряжения, кгс/см^2 , указанные в табл. 46.

Таблица 46

Допускаемые нормальные напряжения для малоуглеродистой судостроительной стали при общей толщине корпуса судна на тихой воде и на волнении, кгс/см^2 (английский Регистр Ллойд)

Тип судна	Средняя толщина корпуса δ , мм	σ_s	σ_w	σ_s	σ_w	σ_s	σ_w
		Открытое море	Защищенные воды	Короткие рейсы			
I	16,4	6,4	10,0	11,4	5,0	8,4	8,0
II	18,15	8,15	10,0	13,15	5,0	10,15	8,0

Допускаемые напряжения различны для судов двух типов:

тип I — суда, перевозящие наливом жидкие грузы (т. е. танкеры, танкеры-рудовозы, комбинированные навалочные суда, но исключая суда для перевозки сжиженных газов), а также суда для перевозки навалом (хотя бы только в одном трюме или танке) таких сухих грузов, удельная порожняя кубатура которых равна или меньше $1 \text{ м}^3/\text{т}$. Использование одного трюма в качестве балластного танка не является основанием для отнесения судна к этому типу;

тип II — суда для генерального и смешанного груза, суда для навалочных сухих грузов, удельная порожняя кубатура которых больше $1 \text{ м}^3/\text{т}$, и суда для перевозки сжиженных газов.

Вертикальный волновой изгибающий момент в мидельном сечении в формуле (4.46) определяется соотношением ($\text{тс} \cdot \text{м}$)

$$M_w = c_2 L^2 B (1 + 0,7) 10^{-3}, \quad (4.47)$$

где c_2 — допускаемые волновые напряжения, кгс/см^2 , указанные в табл. 46. Они зависят не только от типа судна, но и от условий плавания. В табл. 46 графа «Открытое море» относится к судам неограниченного района плавания; графа «Защищенные воды» — к судам, плавающим в акваториях, где разгон ветра не превышает 11 км; графа «Короткие рейсы» — к судам, совершающим рейсы продолжительностью не более 24 ч и при умеренной погоде (не более 6 баллов по шкале Бофорта).

Выражая M_w в кгс·см, т. е. вводя множитель 10^5 , формулу (4.47) можно представить в виде (см²)

$$\frac{M_w}{1000} = \sigma_s D^3 B (3 + 0,7),$$

откуда видно, что значение $W_{\text{норм}}$ по формуле (4.45) определяется волновым изгибающим моментом и волновыми допускаемыми напряжениями для судов неограниченного района плавания ($\sigma_s = 10$ кгс/мм² для «открытого моря»).

Если волновой изгибающий момент требуется определить для других сечений по длине судна, то момент в модельном сечении надо умножить на коэффициенты (табл. 47), зависящие от числа Фруда.

Таблица 47

Распределение волнового вертикального изгибающего момента вдоль судна (английский Регистр Ллойда)

Типовые случаи загрузки	При скорости хода, соответствующей	
	$Fr \leq 0,26$	$Fr \geq 0,26$
0 (коэффициент переэквивалентности)	1,00	0,90
2	0,14	0,14
4	0,30	0,30
6	0,58	0,58
8	0,87	0,87
10 (нормальное)	1,00	1,00
12	0,99	0,95
14	0,98	0,90
16	0,91	0,82
18	0,80	0,73
20 (коэффициент переэквивалентности)	0,00	0,00

Изгибающий момент из тихой воды в модельном сечении в формуле (4.46) принимается (при прогibe и перегибе) максимальным на вычисленных для следующих условий загрузки: для танкеров:

загрузка однородным (гомогенным) грузом (исключая танки чистого балласта и сухие); балластные или частично балластные условия как при отпарывании, так и при прибытии;

любое спецификационное неравномерное распределение груза; среднераспределенная загрузка, связанная с очисткой танков и других операций, если они значительно отличаются от балластных условий;

для других судов:

равномерная загрузка; если предполагается, что неравномерная нагрузка в условиях частичной загрузки, включающие загрузку верхней палубы, балластование, загрузку при отпарывании и при прибытии;

спецификационная загрузка, если желательна отметка класса, допускающая оставлять пустыми некоторые отсеки;

загрузка для коротких рейсов и для плавания в защищенных водах, когда может быть допущено большее значение изгибающего момента на тихой воде;

условия балластования и других изменений загрузки во время рейса.

Любые условия, когда максимальный расчетный изгибающий момент на тихой воде M , превосходит значение $0,8M_w$ — для судов типа I или $1,0M_w$ — для судов типа II, должны подвергаться специальному рассмотрению. В общем случае таких условий загрузки следует избегать.

От соотношения значений моментов на тихой воде и волнового зависит, какая из формул (4.45) и (4.46) определит требуемое значение момента сопротивления. Превращая правые части этих формул и учитывая отмеченную выше структуру формул (4.45), нетрудно получить соотношение

$$\frac{M_w}{M} = \frac{\sigma_s - \sigma_w}{\sigma_s} = \frac{\sigma_w}{\sigma_s},$$

где σ_w — допускаемые напряжения на тихой воде, кгс/мм², указанные в табл. 46.

При таком соотношении изгибающих моментов обе формулы дают одинаковые значения момента сопротивления, равные $W_{\text{норм}}$. Как видно из табл. 46, для судов неограниченного плавания это будет иметь место при $M_w = 0,64M$ (суда типа I) или при $M_w = 0,815M$ (суда типа II). При больших значениях M , определяющей станет формула (4.46), при меньших — формула (4.45).

Для судов, эксплуатируемых в ограниченных условиях плавания, указанное соотношение существенно изменяется, однако требуемое минимальное значение момента сопротивления $W_{\text{норм}}$ остается таким же, как и для судов неограниченного плавания. Поскольку волновой момент для таких судов меньше, есть возможность допустить для них больший момент на тихой воде.

При расчете момента сопротивления модельного сечения корпуса все непрерывные связи включаются в эквивалентный брус, и момент сопротивления вычисляется относительно палубной линии у борта или верхней кромки яла.

Вырезы для облегчения в стенках листовых балок не требуются вычитать, если высота их не более 20% высоты «стенок балки. Изолированные сварочные вырезы, отверстия для водопроводов и в профилей продольных балок не требуются вычитать, если высота этих вырезов не превышает 10% высоты стенки или 75 мм в зависимости от того, что больше. Такие вырезы или отверстия считаются изолированными, если расстояние между ними не меньше чем 1,0—1,5 м. Вообще изолированные палубные вырезы не требуются вычитать, но может быть необходима их компенсация.

Если делаются непрерывные продольные люковые комингсы, то 80% их площади сечения можно включать в подсчет момента сопротивления сечения корпуса относительно теоретической линии палубы у борта или верхней точки комингса. Требуемый момент сопротивления в первом случае должен быть увеличен на 5%, во втором — на 10%.

При наличии в одном поперечном сечении палубы двух люковых вырезов или более участие в общем изломе палубы между люками подлежит специальному рассмотрению.

Индивидуальному рассмотрению подлежат также и другие специальные или необычные конструкции.

Суммарная площадь поперечного сечения верхнего пояса коробчатой балки или эквивалентной конструкциям, включая продольные балки, но исключая продольные люковые комингсы, в пределах люков не должна быть меньше, чем $0,155 \text{ (см}^2\text{)}$, где A — водоизмещение (тс) при полной нагрузке судна.

Сказанное выше относится к определению размеров связей в мидельном сечении корпуса. Эти размеры должны сохраняться на протяжении 40% длины судна и его средней части и могут постепенно уменьшаться до значений, требуемых в оконечностях, если в Правилах не указаны другие требования. В средней части корпуса при наличии боковых, чем для обычных судов, палубных вырезов (исключая контейнерные суда, требования к которым рассматриваются ниже) могут потребоваться местные подкрепления.

При применении стали более высокой прочности, чем обычная малоуглеродистая судостроительная сталь, в конструкциях основного корпуса судна момент сопротивления его мидельного сечения, определенный так, как указано выше, должен умножаться на коэффициент прочности стали, равный $0,059 (L/D)$ или

$$K = \frac{70,9}{Y + U}.$$

смотря по тому, что больше. Здесь U — полуусумма нижнего и верхнего спецификационных пределов временного сопротивления материала, кгс/мм²; Y — спецификационный минимальный предел текучести стали, или 0,5 временного сопротивления, или 0,7U, кгс/мм², смотря по тому, что меньше.

Сталь повышенной прочности должна применяться для всех продольных непрерывных связей, удаленных от нейтральной оси, по крайней мере, на расстоянии $(1-K)y$ или $[1 - 0,059 (L/D)]y$, смотря по тому, что меньше (здесь y — вертикальное расстояние в метрах от нейтральной оси до теоретической палубной линии у борта или до верхней кромки горизонтального яля).

Если сталь повышенной прочности применяется только для верхних связей, то момент сопротивления относительно палубы должен умножаться на коэффициент K или на величину

$\frac{0,059 (L/D)}{1 - 0,059 (L/D)}$, смотря по тому, что больше. Более прочная сталь должна применяться для всех продольных напряженных связей на расстоянии от палубы до фибр, отстоящих от нейтральной оси на $(1-K)y$ или $\left[1 - \frac{0,059 (L/D)}{1 - 0,059 (L/D)}\right]y$, в зависимости от того, что меньше.

2. Для судов, которые не могут быть отнесены к обычным, поскольку не удовлетворяют одному или нескольким приведенным выше условиям, значения требуемых моментов сопротивления должны определяться по расчету, включающему полное определение волновых нагрузок на нерегулярном волнении по одобренной Регистром Ллойда методике. Расчет должен представляться Регистру Ллойда на апробирование и для установления наименьших значений моментов сопротивления поперечных сечений корпуса судна.

Для двух случаев отклонения от условий, которым соответствуют обычные суда, в Правилах Регистра Ллойда содержатся специальные требования к прочности: для скоростных судов и для контейнерных судов.

3. Скоростные суда длиной 120—170 м, имеющие эксплуатационную скорость более 17,5 м/с и коэффициент формы носовой оконечности, больший 0,15, подлежат специальному рассмотрению.

Коэффициент формы носовой оконечности определяется формулой

$$+ \frac{100 \sum A_i}{L^2 B} ; \sum A_i = \frac{A_0}{2} + 0,1L(a_2 + a_3),$$

где B — длина выступа верхней палубы за носовую перпендикуляр (НП), м; a_2 — ширина выступа верхней палубы за ватерлинию в сечении на НП, м; a_3 — ширина выступа верхней палубы за ватерлинию в сечении, отстоящем на 0,1L от НП, м; a_2 — ширина выступа верхней палубы за ватерлинию в сечении, отстоящем на 0,2L от НП, м (рис. 132).

В общем случае для этих судов должны быть выполнены следующие требования:

момент сопротивления мидельного сечения в вертикальной плоскости (нейтральная ось горизонтальна) должен быть не меньше, чем $331,2A_0$, см⁴, но и не меньше, чем требуется для обычных судов;

момент сопротивления мидельного сечения в горизонтальной плоскости относительно вертикальной (нейтральная ось вертикальна) должен быть не меньше, чем $32,5L^2D$, см⁴;

в сечениях носовой оконечности судна моменты сопротивления не должны быть меньше указанных ниже (в процентах от моментов сопротивления на мидель-плантуоте).

Сечения по длине судна, теор. таб.	10 (мидель)	12	14	16	18
Вертикальный момент сопро- тивления	100	98	85	81	44
Горизонтальный момент сопро- тивления	100	87	62	38	17

Значения для промежуточных сечений определяются линейной интерполяцией (напомним, что в английских Правилах отсчет теоретических шпангоутов начинается с кормового перпендикуляра);

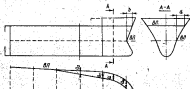


Рис. 133. К определению коэффициента формы поперечного сечения корпуса судна (Правила Регистра Ллойда).

любые условия нагрузки или балластования, вызывающиегибающий момент на тиков воде и перегибающий момент, меньший 80% значения, предусматриваемого Правилами для момента на тиков воде, должны специально рассматриваться с целью уменьшения сжимающих напряжений в палубе на волнении.

4. Контейнерные суда, имеющие двойные или одинарные борта в сочетании с корабитными балками, воспринимающие кручение, подлежат специальному рассмотрению, если выполняются хотя бы одно из следующих условий (см. рис. 131):

$$\frac{b}{b_1} \geq 0,7; \quad \frac{l_{\text{кр}}}{l_{\text{см}}} \geq 0,89; \quad \frac{l}{b_1} \geq 0,6 \text{ и } \frac{l_{\text{кр}}}{l_{\text{см}}} > 0,7.$$

Проверка прочности таких судов должна быть проведена по суммарным напряжениям от изгиба и сдвигового кручения. При этом нагрузки на корпус определяются следующим образом.

Наибольшая расчетная амплитуда водного вертикального изгибающего момента в миделевой сечении судна при ходе вразрезу волне определяется формулой (таб. 48)

$$M_{\text{в}} = c_0 L^2 B (1 + 0,7) 10^{-3}, \quad (4.48)$$

где

$$c_0 = 0,6 + 0,942 \left(\frac{l}{100} - 1 \right).$$

Распределение $M_{\text{в}}$ вдоль судна дано в табл. 48.

Таблица 48

Распределение вдоль судна волновых изгибающих и крутящих моментов для контейнерных судов (английский Регистр Ллойда)

Теоретические шпангоуты	$M_{\text{в}}$ при сейсмичности		$M_{\text{кр}} \cdot 10^{-3}$
	$F_1 \leq 0,30$	$F_1 = 0,30$	
0 (кормовой перпендикуляр)	0,00	0,00	0,0
2	0,14	0,14	0,2
4	0,30	0,30	0,4
6	0,58	0,58	0,6
8	0,87	0,87	0,8
10 (мидель)	1,00	1,00	1,0
12	0,90	0,95	0,8
14	0,88	0,80	0,6
16	0,41	0,62	0,4
18	0,20	0,33	0,2
20 (носовой перпендикуляр)	0,00	0,00	0,0

Амплитуда расчетного волнового горизонтального изгибающего момента в миделевом сечении определяется формулой (таб. 48)

$$M_{\text{г}} = 4,4 L^2 B 10^{-3}, \quad (4.49)$$

Распределение момента $M_{\text{г}}$ по длине судна также дано в табл. 48.

Волновой расчетный крутящий момент определяется формулой (таб. 48)

$$M_{\text{кр}} = \exp(-0,00295L) LB^2 c_2 10^{-3} (1,75 + 1,5\alpha/D), \quad (4.50)$$

где $c_2 = 13,2 - 43,4\alpha + 78,9\alpha^2$; α — коэффициент полноты площади грузовой ватерлинии; α — отстояние от нейтральной оси центра кручения, расположенного ниже основной линии, м.

Распределение волнового крутящего момента вдоль судна — по кривой $1 - \cos \alpha$, где $\alpha = \pi/2$ — для миделевой сечении, $\alpha = -\pi/4$ — для сечений, отстоящих от миделя на расстояниях $\pm L/4$; $\alpha = 0$ — для концевых перпендикуляров.

Должен учитываться также и крутящий момент на тиков воде от неравномерного поперечного распределения перевозимого груза, расходуемых грузов и балласта. Если не указана большая величина этого момента, то он может приниматься равным (таб. 48)

$$M_{\text{кр}}^* = 56 \pi n_{\text{г}} n_{\text{б}}, \quad (4.51)$$

где $n_{\text{г}}$ — число рядов контейнеров по ширине судна; $n_{\text{б}}$ — число рядов контейнеров по высоте грузовых трюмов (без контейнеров на палубе и на крышках люков).

Крутящий момент от груза не требуется принимать большим 2500 тс·м для середины судна. Распределение этого момента по длине такое же, как и для горизонтального изгибающего момента (см. табл. 48).

Напряжения должны быть подсчитаны для различных сечений по длине судна в днище и в палубе на уровне верхней крошки продольной переборки.

Напряжения, соответствующие вертикальным изгибающим моментам на тихой воде и на волне, должны быть определены по значениям этих моментов и моментов сопротивления рассматриваемых сечений.

Напряжения, соответствующие волновому горизонтальному изгибающему моменту, должны находиться по формуле

$$\sigma = \frac{0,3}{I_x} M_x$$

где b — ширина люкового выреза, м (см. рис. 131); I_x — момент инерции сечения корпуса относительно вертикальной оси, см⁴·м.

Нормальные напряжения от деформации поперечных сечений, соответствующие крутящим моментам (волновому и на тихой воде), должны определяться по одобренной Обществом методике.

Суммарные напряжения по всех сечениях по длине судна определяются для двух расчетных случаев: при ходе судна вразрез волне и при косом курсе, — для чего вычерчиваются диаграммы распределения по длине судна составляющих моментов и напряжений и суммарных напряжений.

При косом курсе суммируются нормальные напряжения, возникающие от одновременного действия изгибающего момента на тихой воде, 0,6 вертикального волнового момента; волнового горизонтального момента; волнового крутящего момента; крутящего момента от неравномерного поперечного распределения груза (рис. 133).

На диаграмме эти напряжения наращиваются, как показано на рис. 133. Сумма этих напряжений не должна быть больше величины (кгс/мм²)

$$\sigma = \frac{16,9}{K},$$

где K — коэффициент прочности стали (см. выше).

При ходе судна вразрез волне суммируются напряжения от изгиба на тихой воде и от изгиба вертикальным волновым моментом. При этом напряжения в любой точке по длине судна не должны быть больше следующих величин:

напряжения от изгиба на тихой воде на палубе (кгс/мм²)

$$\sigma = \frac{9,0}{K} \text{ при } \delta < 0,6;$$

$$\sigma = \frac{9,0}{K} \frac{0,8}{\delta + 0,2} \text{ при } \delta \geq 0,6;$$

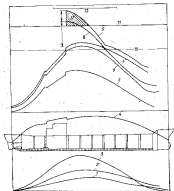


Рис. 133. Иллюстративный образец диаграмм суммирования напряжений в корпусе водоизмещающего судна при косом курсе.

1 — волновой горизонтальный изгибающий момент; 2 — волновой вертикальный изгибающий момент; 3 — алгебраический момент на тихой воде; 4 — суммарные напряжения от изгиба на тихой воде; 5 — суммарные напряжения от изгиба на тихой воде и от вертикального изгиба на волне; 6 — суммарные напряжения от изгиба на тихой воде, от вертикального и горизонтального изгиба на волне; 7 — суммарные напряжения от изгиба на тихой воде, от вертикального и горизонтального изгиба на волне, от волнового крутящего момента; 8 — суммарные напряжения от изгиба на тихой воде, от вертикального и горизонтального изгиба на волне, от волнового крутящего момента, от волнового горизонтального момента; 9 — суммарные напряжения для обшивки одноосновной стальной. 10 — допустимые напряжения для обшивки стали повышенной прочности; 11 — район, в котором требуется усиление конструкции для снижения напряжений до уровня допустимых; 12 — район, в котором целесообразно укрепление стали повышенной прочности.

суммарные напряжения от вертикального изгиба на тихой воде и на волне (кгс/см²) в палубе

$$\sigma = \frac{16,0}{K};$$

в днище

$$\sigma = \frac{14,0}{K}.$$

Когда предлагаются другие устройства основного корпуса судна или конструктивные характеристики ноли и необычны, то необходим экспериментальный расчет по одобренной Регистром Ллойда методики.

Требуется специальное рассмотрение судов, имеющих ширину люковых вырезов, большую 0,858, если средняя деформация кручения превышает 0,006 град на 1 м длины или удаление диагонали люкового выреза при стандартном крутящем моменте больше 35 мм.

8. Перерезывающие силы, возникающие в корпусе судна, должны определяться для всех судов с двумя продольными переборками, а для других судов — в тех случаях, когда предусматривается неоднородное нагружение.

Значение полной перерезывающей силы, соответствующее Правилам, для любого сечения судна определяется формулой (тс)

$$F_s = \exp(-0,0035L) k_1 k_2 S L^2 (3 + 0,7) 10^{-3}, \quad (4.52)$$

где k_1 — коэффициент, определяемый табличкой:

Теоретическое значение	0 (вертикаль переборки)	5—7	9—11	15—17	20 (поперечная переборка)
k_1	0	226	111	226	0

Для промежуточных сечений k_1 находится линейной интерполяцией; k_2 — коэффициент, равный 1,0 — для плавания в открытом море; 0,5 — для плавания в защищенных водах; 0,8 — для коротких рейсов.

Значения величины $\exp(-0,0035L) L^3 \cdot 10^{-3}$ приведены в табл. 49.

Значения перерезывающей силы на тихой воде в каждом поперечном сечении корпуса судна определяются расчетом для каждого условия загрузки, указанного выше. Наибольшее из этих значений не должно превышать допущенного расчетного значения перерезывающей силы, вычисленного при допущенных касательных напряжениях, равных 12 кгс/см². Для выполнения этого условия, если необходимо, толщина связей должна быть увеличена.

Таблица 49

Значения $N = \exp(-0,0035L) L^3 \cdot 10^{-3}$

L, м	N	L, м	N
90	0,009 11	280	0,272 11
100	0,010 47	290	0,294 34
120	0,014 61	300	0,314 94
140	0,020 07	320	0,334 11
160	0,026 23	340	0,351 68
180	0,032 56	360	0,367 62
200	0,039 03	380	0,381 91
220	0,045 10	400	0,394 06
240	0,048 67		

Если нет продольных переборок, то расчетная перерезывающая сила в сечении, допускаемая на тихой воде, определяется по формуле (тс)

$$F_s = \frac{12 I_1}{100 A_y} \quad (4.53)$$

где I_1 — момент инерции сечения корпуса относительно горизонтальной нейтральной оси, см⁴; I_2 — суммарная толщина наружной обшивки обоих бортов у нейтральной оси, мм. Специальному рассмотрению подлежит включение эффективной толщины любой частичной продольной переборки в зависимости от ее конструкции; A_y — статический момент площади сечения выше нейтральной оси, см³.

При рассмотрении судов нормальной формы и обычной конструкции значения A_y и I_1 , вычисленные для модельного сечения, могут применяться для расчета перерезывающих сил в любом сечении по длине судна.

Если судно имеет двойные борта, то может потребоваться расчет потока единых условий.

Если установлены продольные переборки, то расчетная перерезывающая сила в сечении, допускаемая на тихой воде при равномерном поперечном распределении груза, определяется по следующим формулам (тс):

в обшивке борта

$$F_s = \frac{12 t_2 D}{6,16 + 0,25 A_1 / A_2} - F_{\Sigma}, \quad (4.54)$$

в продольной переборке

$$F_s = \frac{12 t_2 D}{6,31 + 0,01 A_1 / A_2} - F_{\Sigma}, \quad (4.55)$$

где t_2 — толщина борта на нейтральной оси, мм; t_3 — минимальная толщина листов продольной переборки в пределах

половина средней высоты борта, мм; A_1 — площадь сечения бортовой обшивки по всей высоте борта, см²; A_2 — площадь сечения листов продольной переборки от дна до палубы, см².

В случае неравномерного распределения грузов по ширине судна и при наличии продольных переборок распределение переизгибающей силы на тихой воде между бортами и продольными переборками должно определяться специальным расчетом.

Расчет переизгибающих сил сразу за носом продольных переборок должен выполняться с учетом устройства конструкции в этом районе.

3) Правила Норвежского Веритаса 1975 г. [127]. По этим Правилам требуется, чтобы для всех морских судов длиной 90 м и более момент сопротивления мидельового сечения эквивалентного бруса (определяемый с учетом расчетного волнового вертикального изгибающего момента и наибольшего возможного изгибающего момента на тихой воде) был не менее получаемого по формуле (см³)

$$W = \frac{c_1}{f} [k_1 k_2 L^2 B (3 + 0,7) + k_3 M_{\text{вн}}] \quad (4.56)$$

Кроме того, момент сопротивления в мидельовом сечении корпуса судна, соответствующий изгибу в продольной вертикальной плоскости, должен быть не меньше так называемого минимального момента сопротивления, определяемого формулой (см³)

$$W_{\text{мин}} = \frac{c_2}{f} k_4 c_1 L^2 B (3 + 0,7) \quad (4.57)$$

В формулах (4.56) и (4.57) обозначено: L — длина судна между персиджукарами, м; ее не следует принимать более 0,97 длины по ватерлинии, соответствующей летней грузовой марке; B — теоретическая ширина судна, м; δ — коэффициент обшивки панелей судна, который не должен приниматься меньше, чем 0,50; $M_{\text{вн}}$ — наибольший возможный изгибающий момент на тихой воде, тс·м, определенный в соответствии с указаниями Правил; f — коэффициент прочности стали корпуса, зависящий от ее предела текучести и определяемый таблицей:

Предел текучести, кгс/см ²	24	27	32	36	40
f	1,0	1,08	1,28	1,39	1,43

(Приведенные значения f примерно на 5% меньше указанных в Правилах 1970 г.); $c^2 = 1,0$ — для палубы и днища сухогрузных судов и для днища танкеров с двойным дном и $c_2 = 1,03$ — для палубы всех танкеров и для днища танкеров с одинарным дном; $c_1 = 10,75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1/2}$ — для судов длиной $L \leq 300$ м и $c_1 = 10,75$ — для судов с $L \geq 300$ м.

В Правилах приведена также таблица значений c_2 , представляющих собой расчетную эффективную высоту волны с обеспеченностью 10^{-4} (м).

L , м	90	100	120	140	160	180
c_2 , м	7,71	7,92	8,34	8,73	9,09	9,44
L , м	200	230	240	260	280	300 и более
c_2 , м	9,75	10,08	10,22	10,50	10,66	10,75

Для удобства сопоставления требований Норвежского Веритаса с соответствующими требованиями Регистра СССР отметим, что c_1 в 21,6³ с погрешностью завышения не более 0,5%; k_1 и k_2 — коэффициенты, зависящие от знака момента на тихой воде; их значения приведены в табл. 50; k_3 — коэффициент, ко-

Таблица 50

Коэффициенты k_1 и k_2 (Норвежский Веритас)

Знак момента на тихой воде	Сторона корпуса	k_1	k_2
Передний	Палуба	0,476	75
	Днище	0,462	79
Против	Палуба	0,476	70
	Днище	0,500	75

торый учитывает влияние на требуемый момент сопротивления корпуса судна W при изгибе относительно горизонтальной нейтральной оси действительного значения момента сопротивления мидельового сечения W_2 при изгибе относительно вертикальной нейтральной оси. При $W_2 \geq 1,05W$ коэффициент $k_2 = 1$; если же $W_2 < 1,05W$, то k_2 определяется по следующей формуле:

$$k_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(0,4 + \frac{L}{100}\right)^2 \left[\left(\frac{W_2}{W}\right)^2 - 0,91\right]}} \quad (4.58)$$

Для морских сухогрузных судов, корпуса которых делаются из обычной судостроительной стали с пределом текучести 24 кгс/см², значения коэффициентов $f = 1,0$ и $c_2 = 1,0$, и для танкеров формула (4.56) может быть записана в виде (см³)

$$W = k_2 (M_2 + M_{\text{вн}}) \quad (4.59)$$

где M_2 — расчетный волновой изгибающий момент (тс·м):

$$M_2 = \frac{k_1 c_1}{k_2} c_1 L^2 B (3 + 0,7) \quad (4.60)$$

Поскольку между моментом сопротивления балки (см³), расчетным изгибающим моментом (тс·м) и допускаемыми напряжениями (кгс/см²) существует зависимость

$$W = \frac{M \cdot 10^6}{\sigma_{\text{доп}}}$$

то из формулы (4.59) видно, что в Правилах Норвежского Веритаса при расчете момента сопротивления сечению эквивалентного бруса по суммарному изгибающему моменту допускаемое напряжение для обычной судостроительной стали принимается (кгс/см²)

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{10^6}{k_2}$$

т. е. равно 1330 кгс/см² при $k_2 = 75$ и 1430 кгс/см² при $k_2 = 70$.

Из сравнения формул (4.57) и (4.60) видно, что при определении минимального момента сопротивления учитывается только волновой изгибающий момент. В этом случае допускаемые напряжения, определяемые делением $M_{\text{в}}$ на $W_{\text{в}}$, оказываются равными (кгс/см²)

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{k_1 10^6}{k_2}$$

т. е. они в k_1 раз меньше допускаемых напряжений, соответствующих расчету по суммарному изгибающему моменту; их значения находятся в пределах от 630 до 680 кгс/см².

По Правилам Норвежского Веритаса необходимый момент сопротивления мидельного сечения корпуса судна должен быть не меньше большего значения, определяемого по формулам (4.56) и (4.57). Какая из этих формул дает большее значение, зависит от соотношения между значениями волнового вертикального изгибающего момента и момента на тихой воде. Приравняв правые части этих формул и учитывая формулу (4.60), получим условие, соответствующее одинаковым значениям момента сопротивления по обеим формулам:

$$M_{\text{в}} = \left(\frac{1}{k_2 k_1} - 1 \right) M_{\text{н}}$$

При $k_2 = 1$ значения $M_{\text{в}}$ равны $1,0 M_{\text{н}}$; $1,1 M_{\text{н}}$ или $1,2 M_{\text{н}}$ соответственно, при $k_1 = 0,500$, $0,476$ или $0,452$. Если $M_{\text{в}} \geq 2k_1(1,0-1,2)M_{\text{н}}$, то определяющей является формула (4.56), а в противном случае определяющей будет формула (4.57).

Учитывая повреждение корпусов сравнительно быстроходных морских судов от бортового элемента (см. § 26), Правила вводят временные дополнительные требования для судов, у кото-

рых коэффициент формы носовой оконечности $c_A \geq 1,5$. Этот коэффициент равен

$$c_A = 0,8 \frac{v}{V_L} + \frac{15A}{L_B} \quad (4.61)$$

где v — эксплуатационная скорость судна, уз;

$$A = A_0 - A_{\text{пл}}$$

A_0 — горизонтальная проекция площади верхней палубы (включая палубу бака), м²; $A_{\text{пл}}$ — площадь затерлины в нос от сечения, отстоящего на 0,2 от НП (при осадке по летнюю грузовую марку), м².

Эти временные требования не предусматривают увеличения момента сопротивления мидельного сечения, соответствующего формулам (4.56) и (4.57), но считается необходимым, чтобы моменты сопротивления при изгибе относительно горизонтальной и вертикальной осей в различных сечениях по длине судна были не меньше указанных в следующей таблице (в % от значений в мидельном сечении):

Теоретическая осадка	18	16	14	12	10 (мидель)	8	6	4	2
$W/W_{\text{мид}}$	30	33	37	46	100	97	93	80	45
$W_{\text{в}}/W_{\text{в мид}}$	20	30	35	43	100	95	85	60	20

(В норвежских Правилах, как и в английских, отсчет теоретической осадки ведется от кормового перпендикуляра.)

Нормирование значений моментов сопротивления сечений корпуса судна необходимо во избежание повреждений продольных связей корпуса от общих пластических деформаций, вызванных продольными нормальными напряжениями. Однако это нормирование недостаточно для обеспечения надежности корпуса, так как его повреждения могут происходить и по ряду других причин (недостаточная изгибная жесткость корпуса; большие касательные напряжения; потеря устойчивости листов и балок судовых перекрытий при сжатии; большая местная концентрация напряжений, обусловленная недостатком выгибам качеством проектирования и изготовления конструктивных узлов).

Поэтому в Правилах кроме нормативов момента сопротивления эквивалентного бруса приводятся много других требований, выполнение которых необходимо во избежание повреждений корпуса по перечисленным выше причинам. Здесь мы не имеем возможности рассматривать все эти требования. Отметим лишь следующие наиболее оригинальные нормативы норвежских Правил, относящиеся непосредственно к общей прочности корпуса судна.

Момент инерции эквивалентного бруса относительно горизонтальной нейтральной оси не должен быть менее определяемой формулой (см⁴)

$$I = 3W_0 L,$$

где W_0 — момент сопротивления корпуса относительно палубы, см⁴.

Касательные напряжения от перерезывающей силы в листах борта и продольных переборках не должны быть более 1100 кгс/см².

В Правилах указывается, как должны определяться значения критических напряжений для листов и балок набора судовых переборок, и приводятся нормы этих напряжений. В табл. 51 приведены временные нормы критических напряжений σ_{cr}/f (f — коэффициент прочности стали) в конструкциях быстроходных судов, для которых коэффициент c_d по формуле (4.61) равен 1,5 или больше этого значения.

Таблица 51

Критические напряжения σ_{cr} в кгс/см² для конструкций скоростных судов (Норвежский Регистр)

Наименование конструкции	c_d	Рабочая нагрузка	
		в пределах 0,4L в продольной части судна	в остальной части судна
Настав верной палубы, вертикальный киль, обшивка дна	1,5 > 2,0	1300 1800	900 1400
Обшивка борта на протяжении 0,15 высоты борта от верной палубы, настил внутреннего дна, днищевые стропы	1,5 > 2,0	1100 1600	700 1200
Продольные балки (ребра) верной палубы, борта на протяжении 0,15 высоты борта от верной палубы и от нижней палубы; продольные балки дна и внутреннего дна	1,5 > 2,0	1400 1900	1100 1500

Относительно принятого в норвежских Правилах расчетного волнового вертикального изгибающего момента целесообразно привести следующие общие пояснения, сделанные на Третьем Международном конгрессе по конструкции судов (1967 г.).

Волновые нагрузки (изгибающие моменты и перерезывающие силы) в Правилах основываются на эмпирической корреляции между размерами судна и волновыми нагрузками, полученными

на основании натуральных измерений, модельных испытаний и расчетов на компьютерах.

В последние годы были произведены обширные изучения вызываемых волнами нагрузок и движений, основанные на математической статистике и использовании техники линейной суперпозиции. По специальным компьютерным программам подсчитывались долгосрочные статистические распределения перемещений, ускорений, давлений, вертикальных перерезывающих сил и изгибающих моментов в различных сечениях по длине судна. Амплитудно-частотные характеристики подсчитывались по другим программам исходя из теории плоского обтекания. Краткосрочные распределения волновых нагрузок соразмерялись по соответствующим энергетическим спектрам морского волнения. Долгосрочные распределения волновых нагрузок определялись комбинацией краткосрочных распределений и семейством волновых спектров, характеризующих долгосрочное волнение. Изучалось влияние скорости судна с учетом уменьшения скорости на волнение. Изучалось влияние курсового угла с учетом углового рассеивания энергии волн. Принимались во внимание статистические характеристики волнения для различных морских зон и исследовались различные формы спектров волнения. Сравнение результатов этих расчетов с результатами модельных испытаний и натуральных измерений показало хорошую их согласованность. Были установлены следующие зависимости между волновыми нагрузками и размерами судна:

для волнового вертикального изгибающего момента

$$M_w = k_B B L^{2/3} (c_d + 0,7);$$

для волновой вертикальной перерезывающей силы

$$Q_w = k_B B L^{1/3} (c_d + 0,7),$$

где k_B — постоянный коэффициент, но его значения для вершин и ходовых волн различны; k_B — коэффициент, изменяющийся по длине судна.

Выбор постоянного, не зависящего от длины судна уровня номинальных напряжений приводит в результате к некоторому небольшому уменьшению вероятности повреждения судна с увеличением L . Такое уменьшение вероятности считается оправданным, поскольку стоимость судна и груза при увеличении размеров судов возрастает.

Изменение стандартов прочности судов (1855—1965 гг.). Первые стандарты прочности для железных судов были установлены в Правилах Регистра Lloyd's в 1855 г. на основе опыта конструкций «удачно» и «неудачно» эксплуатировавшихся в то время судов. В дальнейшем по мере увеличения размеров морских судов стандарты их прочности экстраполировались, считаясь чисто эмпирически, а затем и с некоторым теоретическим

обоснованием, которое в настоящее время достигло уже значительной степени совершенства.

Успехи судостроения достигнуты в результате углубления практических и теоретических знаний о воздействии морского волнения на судно и о реакциях корпуса судна на эти воздействия. Еще и сейчас остается много неисследованного в вопросах

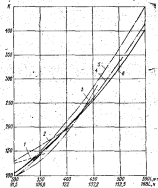


Рис. 134. Изменение стандартов общей прочности сухогрузных судов.

1 — до 1885 г.; 2 — в 1885—1909 гг.; 3 — в 1909—1924 гг.; 4 — в 1924—1940 гг.; 5 — в 1940—1960 гг.; 6 — минимум 1960 г.

прочности и надежности корпусов морских судов. В прошлом их было значительно больше. В настоящее время более широкий практический опыт эксплуатации судов и более глубокие теоретические знания дают возможность с большой достоверностью устанавливать стандарты прочности, чем это было ранее.

Для кораблестроителя большой интерес представляет рассмотрение количественных изменений стандартов прочности судов за последние 100 лет. На рис. 134 и 135 приведены результаты исследования Дж. Мэррея [109] в виде диаграмм изменения стандартов общей прочности для сухогрузных судов и танке-

ров. На этих рисунках показаны изменения относительной величины минимального момента сопротивления W_{min} (дюйм²·фут)

$$K = \frac{W_{min}}{B(C_b + 0,7)}$$

в зависимости от длины судна. Для судов постройки прежних лет определялись средние значения K , соответствующие типам и размерам судов.

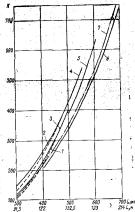


Рис. 135. Изменение стандартов общей прочности танкеров (осадка 8,06 м).

1 — 1885 г., 5 валов, система набора нормальная; 2 — 1904 г., 2 валов, система набора нормальная; 3 — 1924 г., 1 валов, система набора нормальная; 4 — 1940 г., 3 валов, система набора нормальная; 5 — 1960 г., 5 валов, система набора нормальная; 6 — минимум 1960 г., 5 валов, система набора нормальная.

Анализируя эти данные, Дж. Мэррей сделал следующий вывод: «Можно видеть, что в течение долгого времени стандарты колебались, но все-таки не наблюдалось радикальных отклонений от уровня, установленного много лет назад для малых судов. С увеличением размеров судов, изменив место все эти годы, изменялся лишь закон экстраполяции. До 1885 г. среднее значение W изменялось пропорционально $L^{1,4}$, с 1885—1909 гг. — пропорционально $L^{1,5}$. В 1909 г. была принята пропорциональность $L^{1,5}$, а в настоящее время W изменяется пропорционально $L^{1,5}$ ».

До последнего времени увеличение размеров судов было поспешным... теперешнее быстрое увеличение размеров сделалось возможным благодаря более научным методам экстраполяции. Тем не менее надо отметить, что новые методы дают результаты, которые очень близки (разрядка наша. — Н.Ц.) к тем, что развивались эмпирически.

Стандарт общей прочности танкеров с продольной системой набора, уменьшенный с 1924 г., в настоящее время приблизился к стандарту для сухогрузных судов.

§ 44. Обеспечение общей прочности корпуса по критериям прочности

Академик С. П. Королев любил повторять: «Данные должны быть либо правильными, либо официальными». За кажущейся парадоксальностью этого утверждения скрыт глубокий философский смысл. Процесс познания бесконечен, выявляются все новые «справданные данные» — результаты экспериментально-теоретических исследований, апробированные практикой. Однако на каждом этапе бесконечного процесса возникают новые закономерности (конкретные истины) закрепляются в общей системе знаний, составляют фундамент для практической их реализации в науке и технике. Это и есть «официальные данные», формулируемые применительно к различным отраслям техники в нормативных документах.

Нормативные документы, предназначенные для использования без изменений лишь в течение определенного отрезка времени, сразу же после их создания начинают отставать от нового уровня знаний, так как накопление знаний непрерывно. Разумеется, степень этого отставания определяется темпом роста знаний и может быть различной на разных этапах существования официальных нормативных документов. Этим, в частности, определяется частота пересмотра нормативных документов и мера их совершенства.

В судостроении «официальные данные» сформулированы в Правилах постройки судов, которые, как об этом уже говорилось выше, отражают опыт проектирования и постройки большого числа судов, а также результаты теоретического осмысления закономерностей, действующих в сложной системе «судно—эксплуатация». Сравнительно медленное накопление знаний в этой области до середины 50-х годов и сохранение традиционных типов судов позволяло оставлять без существенных изменений структуру требований Правил к надежности корпусных конструкций, когда размеры связей определялись только по гла-

вным размерением. Изменение общего расположения, нагрузки и скорости судов, внедрение сварки, применения продольной системы набора корпуса стимулировали расширение исследований и отражение их результатов в Правилах постройки судов.

В 1954—1955 гг. английский Регистр Ллойда и Норвежский Веритас ввели в свои Правила поправки к площадям расчетных палуб сухогрузных судов, учитывающие особенности общего расположения, нагрузки и скорости судов. В 1958—1960 гг. эти классификационные общества узаконили определение моментов сопротивления эквивалентного бруса корпуса судов в зависимости от нагибающих моментов на тихой воде и от волнового изгибающего момента.

В 60-х годах в Правилах находят отражение результаты применения вероятностных методов анализа внешних сил, которые позволяли более обоснованно и решительно, чем это делалось ранее, экстраполировать требования Правил при проектировании судов большой длины.

Современные требования Правил к стандарту прочности судов были подробно рассмотрены выше (см. § 43). Как уже отмечалось, несмотря на отличия в разных Правилах, основные их требования в среднем хорошо согласуются между собой, а опыт успешной эксплуатации судов, построенных по этим Правилам, свидетельствует о жизнестойкости и обоснованности Правил.

Однако число факторов, учитываемых Правилами в требованиях к прочности судов, зачастую оказывается недостаточным для обеспечения надежности судов, отличающихся по типу, размерам, скорости и другим характеристикам от типовых судов, на которые ориентированы требования Правил. Более того, полуматематический характер этих требований затрудняет их использование при проектировании нетиповых судов.

Все это делает необходимым раскрытие функциональной взаимосвязи закономерностей, определяющих прочность и надежность корпуса, с характеристиками корпуса судна и условиями его эксплуатации. Установление такой функциональной связи в явном виде позволяет более дифференцированно и обоснованно решать вопросы обеспечения прочности судов, полнее учитывать особенности их корпуса и условия эксплуатации.

Эти новые зависимости — очередной шаг в изучении закономерностей природы. Они позволяют также совершенствовать требования к стандартам судам, уменьшая число отражаемых в Правилах неопределенностей. Наконец, использование выявленных закономерностей при проектировании судов новых типов и накопление опыта их эксплуатации создают основу для включения требований к проектированию новых судов в Правила, разумеется, при отражении особенностей новых судов.

Фактической основой для установления зависимостей между размерами связей корпуса и параметрами, характеризующими особенности судна и условия его эксплуатации, служат критерии

¹ Голованов Д. Ямарский грим. — «Комсомольские правды», 1975, 12 января.

прочности. Так называется аналитическое условие, связывающее характеристики нагруженности корпуса с параметрами его опасного состояния. В соответствии с рассмотренным выше (см. § 41) опасными состояниями корпуса в принципе можно сформулировать критерии усталостной, хрупкой и пластической прочности.

Длительное обсуждение (оно не завершено и сейчас) вопроса о критериях прочности судового корпуса показало, что существуют различные точки зрения на необходимость и возможность формулирования критериев прочности, на их значимость при обеспечении общей прочности корпуса, на конкретные формы их записи.¹

Эти различия вызваны сложностью явлений и условий, которые определяют требования к конструктивным размерам связей судового корпуса, и необходимостью включать в рассмотрение большой объем разнородной информации, полнота и достоверность которой не всегда удовлетворяют исследователей. Объясняются трудности проблемы приводит к тому, что «...формулируемые приближенные критерии не в состоянии гарантировать достоверность абсолютных оценок и могут рассматриваться лишь в качестве некоторых обобщенных условных измерителей. Их основное назначение — установить функциональные закономерности относительного изменения требований к прочности конструкций при изменении параметров эксплуатационного нагружения в связи с изменением размеров корпусов судов, их конструктивных особенностей, материала, условий эксплуатации и т. д.» [5, с. 115]. Отметим, что этот вывод — один из немногих, с которым согласованы все научные вопросы о критериях прочности. Почти все разделяют и другой вывод: в настоящее время практическое значение могут иметь два критерия — предельной и усталостной прочности — при косвенном учете вероятности хрупких повреждений.

И, наконец, последнее. Различия в подходах к формулированию и использованию критериев прочности, вызванные сложностью изучаемой проблемы, не могут быть устранены чисто логически. Только детальная разработка приближенных моделей, отражающих основные черты исследуемых явлений и согласующихся с результатами изучения опыта судостроения, широкое применение этих моделей для обоснованного выбора размеров связей корпусов судов и практическая проверка надежности конструкций могут послужить оценкой истинности предлага-

емых критериев прочности. «The proof of the pudding is in the eating» (см. с. 343).

Поэтому ниже мы рассмотрим те формулировки критериев прочности корпуса, которые нашли практическое воплощение в новых «Нормах прочности морских судов», разработанных в основном в ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова² и принятых Регистром СССР для использования при проектировании корпусов судов с целью апробирования и последующего применения в качестве нормативного документа, наряду с Правилами постройки судов.

Критерий усталостной прочности. Усталостная прочность (долговечность) определяется переменными нагрузками, действующими на корпус судна в течение всего срока его службы, и работоспособностью узлов корпусных конструкций, находящихся в состоянии которых создается эти нагрузки.

Опасное состояние конструкции в этом случае — появления и распространение усталостной трещины. Аналитическое условие, определяющее появление опасного состояния конструкции, должно, очевидно, включать параметры нагрузок и длительности их действия, механические характеристики материала и геометрические размеры конструкции.

Формулировка этого аналитического условия может быть дана в двух видах, представляющих практический интерес: либо как зависимость времени, по истечении которого возникает усталостная трещина, от всех остальных параметров, либо как требования к геометрическим размерам конструкции, необходимым для предотвращения трещины. Поскольку выполнение второго условия обеспечивает прочность конструкции, его и естественно принять в качестве критерия усталостной прочности.

Формулировка этого критерия связана с большими трудностями, вызванными недостаточной определенностью как физических закономерностей процесса подготовки и развития усталостных повреждений, так и параметров, его определяющих. Переменные нагрузки на корпус судна и механические характеристики материала — случайные величины, поэтому и время до появления усталостной трещины (усталостная долговечность) представляет собою случайную величину, для которой существует распределение вероятностей. Однако практическая оценка распределения вероятностей затруднительна, поэтому приходится ограничиваться рассмотрением детерминированных значений основных параметров, определяющих усталостную прочность, при практически возможном их неблагоприятном

¹ См. работы [4; 5; 19; 22; 38; 43; 38; 66; 124], а также: Курдюмов А. А. Применение статистического метода в строительной механике корабля. Д. ЛКИ, 1962.

² Велкин В. П. О критериях предельной прочности судового корпуса. Научно-технический сборник Регистр СССР, 1973, вып. 3, с. 221—225. Proceeding of the 5-th ISSC, Hamburg, 1973.

³ Подробное обоснование использования при этом критерия прочности и название содержания «Норм прочности морских судов» приведено в работе [3]—[5].

⁴ См. также Бойцов Г. В. О проекте новых «Норм прочности морских судов». В сб. НТО судостр. Проблемы прочности крупнотоннажных судов 1973, вып. 223, с. 4—14.

сочетании. Такой подход делает заведомо недостоверным абсолютные расчеты оценки усталостной долговечности, позволяя использовать их лишь для сопоставительного анализа прочности конструкций, имеющих равные расчетные значения усталостной долговечности. Получение таких значений основано на следующих предположениях (их обсуждение см. в § 41).

Предполагается, что усталостное разрушение элемента конструкции или узла при изменении напряжений в пределах каждого цикла по закону, близкому к гармоническому с переменной амплитудой, происходит при условии

$$\sum_{i=1}^n \frac{n(\sigma_i)}{N_k(\sigma_i)} \approx 1, \quad (4.62)$$

где $n(\sigma_i)$ — фактическое число циклов нагружения элемента или узла при напряжениях с номинальной амплитудой σ_i ; $N_k(\sigma_i)$ — предельное число циклов нагружения при этих же напряжениях, которое связано с появлением усталостного повреждения.

На основании аппроксимации результатов усталостных испытаний конструктивных узлов установлена возможность представления англоидного участка усталостной кривой $N_k(\sigma)$ в виде

$$N_k(\sigma) = N_0 \left(\frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^m, \quad (4.63)$$

где N_0 — число симметричных циклов нагружения, равное $\sim 2 \cdot 10^6$, соответствующее на усталостной кривой напряжением σ_0^* — эквивалентному пределу усталости материала или его сварного соединения при наличии в них локальных дефектов типа предельно острых концентраторов.

Для обычных углеродистых судостроительных сталей с пределом текучести $\sigma_0 = 2400$ кгс/см² и с пределом прочности $\sigma_{0p} = 4100$ кгс/см² этот неограниченный предел усталости материала равен $\sigma_0^* = 700$ кгс/см²; для низколегированных сталей номинальной прочности он увеличивается пропорционально $\sqrt{\frac{\sigma_{0p}}{4100}}$.

Отношением σ_0^*/σ_{0p} определяется также показатель степени в формуле (4.63), равный $m = 3 \div 4$.

Обобщенный предел усталости конструктивного узла σ_y в отличие от σ_0^* определяют с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений α и средних напряжений цикла σ_c :

$$\sigma_y = \frac{\sigma_0^*}{\alpha} \varphi(\alpha), \quad (4.64)$$

Функция $\varphi(\alpha)$, учитывающая асимметрию циклов нагружения, на основе аппроксимации экспериментальных данных [35] может быть представлена в виде

$$\varphi(\alpha) = 1 - \alpha \frac{\sigma_c}{\sigma_{0p}}, \quad (4.65)$$

где $\alpha = 0,3 \div 0,4$ — коэффициент чувствительности к средним напряжениям цикла. Его значение несколько увеличивается при повышенных средних напряжениях.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для конструктивного узла равен отношению

$$\alpha = \frac{\sigma_0^*}{\sigma_y}, \quad (4.66)$$

где σ_0^* — предел усталости узла при числе симметричных циклов нагружения, равном N_0 .

Как следует из расчетного анализа, значения α , при которых принципиально возможны усталостные повреждения, должны быть не менее 2—2,5. По данным усталостных испытаний натурных узлов конструкций, изготовленных в соответствии с требованиями Правил постройки судов, установлено, что действительные эффективные коэффициенты концентрации не превосходят этих значений.

Соотношение (4.62) формулирует гипотезу линейного суммирования повреждений при нестационарном нагружении напряжениями, амплитуды σ и число циклов $n(\sigma)$ которых являются случайными величинами. Амплитуды реальных напряжений, характеризующих нестационарное нагружение конструкции за время ее эксплуатации, являются непрерывными случайными величинами с долговременным распределением $p(\sigma)$. Тогда условие (4.62) преобразуется к интегральному виду:

$$\int_0^{\infty} \frac{N_0 p(\sigma) d\sigma}{N_k(\sigma)} = 1, \quad (4.67)$$

где N_0 — предельное число циклов нестационарного нагружения до появления усталостного повреждения.

Средняя длительность циклов может быть принята равной

$$T_0 = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \sigma_i^m}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i \sigma_i^m}{T_i}}, \quad (4.68)$$

где σ_i — стандарт (среднеквадратичное отклонение) напряжений в рассматриваемой связи корпуса при плавании на i -м стационарном режиме волнения; T_0 — эффективный период этих напряжений (он близок к среднему периоду волнения); p_i — вероятность плавания на i -м режиме.

Очевидно, время до появления усталостного повреждения (усталостная долговечность T_y) равно произведению среднего

периода цикла на число циклов, т. е. при учете (4.67) найдем:

$$T_r = T_r N_r = \frac{T_r}{\int \frac{p(x) dx}{N_r(x)}} \quad (4.69)$$

Если принять долговременное распределение напряжений в форме закона Вейбулла [см. формулы (1.17) — (1.19)] и учесть формулу (4.63), получим расчетную формулу усталостной долговечности:

$$T_r = N_0 T_0 \theta \left(\frac{\sigma_r}{\sigma} \right)^\alpha \quad (4.70)$$

где θ — функция, зависящая от обобщенного предела усталости σ_r и от параметров α и k закона Вейбулла (ее графики приведены в [24]).

Абсолютное значение усталостной долговечности, определяемое формулой (4.70), зависит от следующих показателей:

условий эксплуатации судна (она характеризуется долговременным распределением интенсивности волнения);

размеров судна (с ними связаны волновые нагрузки и геометрические характеристики корпуса при вычислении напряжений, соответствующих волновым нагрузкам напряжений; при учете только вертикального волнового изгибающего момента размерения судна определяют максимальный момент сопротивления сечения корпуса W_{max});

усталостных характеристик материала корпуса и конструктивных узлов, значения которых были приведены выше.

Уравнение (4.70) можно решить относительно W_{max} . Задавая условиями плавления, усталостными характеристиками, значениями долговечности и наружних размерений судов (например, длину судна L при сохранении соотношений главных размерений), можно вычислить значения моментов сопротивления $W_{max}(L)$, обеспечивающие при принятых параметрах равную усталостную долговечность корпусных конструкций судов разной длины.

Однако результаты такого назначения требований к прочности корпуса при условии равенства запасов усталостной прочности могут быть использованы лишь для сопоставления прочности судов разной длины. Абсолютные же показатели требований к усталостной прочности корпуса должны быть установлены на основании анализа опыта эксплуатации судов, который отражен в статистике повреждений и учитывается Правилами классификационных обществ.

Как показывает анализ опыта эксплуатации, больше всего повреждений происходит на судах длиной 100—130 м, что свидетельствует о наименьших запасах усталостной прочности судов таких размеров. Расчеты, выполненные по формуле (4.70)

для судов разных длин, моменты сопротивления которых соответствуют Правилам, также показали, что наименьшие расчетные значения усталостной долговечности получены для судов длиной 100—130 м¹. Поэтому регламентируемые Правилами минимальные значения момента сопротивления $W(L_0)$ корпусов таких судов могут быть приняты в качестве основы при сопоставлении усталостной прочности судов разных длин.

Относительные значения минимальных моментов сопротивления

$$\frac{W_{min}(L)}{W_{min}(L_0)} = \Psi \left(\frac{L}{L_0} \right) \quad (4.71)$$

для судов разной длины, соответствующие условию равной усталостной долговечности их корпусов, показаны на рис. 136 (здесь для определенности принято значение $L_0 = 100$ м).

Рис. 136. Относительные значения минимального момента сопротивления корпусов судов разных длин при равной их усталостной долговечности.



«Базовое» значение $W_{min}(L_0)$ можно, как известно, представить в виде

$$W_{min}(L_0) = \frac{M_y^k(L_0)}{\sigma_k} \quad (4.72)$$

где M_y^k и σ_k — связанные между собой расчетные значения вертикального волнового изгибающего момента и допускаемых напряжений соответственно.

Изгибающий момент можно выразить через высоту h_m эквивалентной волны (см. § 7):

$$M_y^k(L_0) = \gamma \frac{\Delta h_m^k}{2} \cdot \rho g B L^2 \quad (4.73)$$

Тогда расчетная высота эквивалентной волны, определяющая «базовое» значение минимального момента сопротивления, будет равна

$$h_{mk}(L_0) = \sigma_k \frac{2 W_{min}(L_0)}{\gamma \rho g B L^2} \quad (4.74)$$

Поскольку изгибающий момент $M_y^k(L_0)$ пропорционален допускаемым напряжениям σ_k , а момент сопротивления $W_{min}(L_0)$ обратно пропорционален σ_k , то напряжения σ_k могут быть

¹ Такой вывод получен также А. Н. Мисюнади [38].

произвольными по абсолютной величине. Для сохранения физического смысла используемых в критерии величин принимают значения допускаемых напряжений несколько превышающих предел усталости конструктивных сталей $\sigma_{\text{ст}}$ и равным (с учетом асимметрии цикла)

$$\sigma_s = \frac{\sigma_{\text{ст}} \gamma (\sigma_s)}{\gamma_s} \quad (4.75)$$

где

$$\gamma_s = \frac{W_{\text{min}}(L_s)}{W_{\text{max}}(L_s)} \quad (4.76)$$

коэффициент относительного уменьшения момента сопротивления при применении стали повышенной прочности по сравнению с величиной $W_{\text{min}}(L_s)$, установленной Правилами при применении обычной судостроительной стали.

Подставляя в формулу (4.74) допускаемые напряжения по (4.75) и (4.76) и численные значения $\sigma_{\text{ст}} = \frac{W_{\text{min}}(L_s)}{BL^3} \times \frac{1}{\gamma_s}$ можно получить значение расчетной эквивалентной высоты $H_{\text{экв}}(L_s)$ от 5 и при $L_s = 100$ м.

Записывая аналогичное (4.72) соотношение

$$W_{\text{экв}}(L) = \frac{M_s^{\text{экв}}(L)}{\sigma_s} \quad (4.77)$$

и подставляя в него формулы (4.71)–(4.73), найдем расчетную высоту эквивалентной волны для судна длиной L :

$$H_{\text{экв}}(L) = H_{\text{ст}}(L_s) \Psi \left(\frac{L}{L_s} \right) \quad (4.78)$$

которая определяет изгибающий момент $M_s^{\text{экв}}(L)$ в формуле (4.77).

Формулу для допускаемых напряжений (4.75) можно, учитывая (4.65), представить в виде

$$\sigma_s = \sigma_{\text{ст}} \left(1 - \gamma \frac{\sigma_s}{\sigma_{\text{ст}}} \right) \quad (4.79)$$

где значения $\sigma_{\text{ст}}$ и γ конкретизируются исходя из условия согласования критерия усталостной прочности с требованиями Правил (см. выше).

Тогда (4.77) можно преобразовать к виду

$$W_{\text{экв}}(L) = \frac{M_s^{\text{экв}}}{\sigma_s} + \gamma \frac{M_s^{\text{экв}}}{\sigma_{\text{ст}}} \quad (4.80)$$

где $M_s^{\text{экв}} = \sigma_s W_{\text{экв}}(L)$ — изгибающий момент на тихой воде, соответствующий средним напряжениям σ_s .

Условие (4.80) и служит критерием усталостной прочности корпуса.

При формулировании приведенных выше требований к усталостной прочности корпуса учитывается и наличие переменных нагрузок только вертикальный волновой изгибающий момент. Влияние других составляющих переменной нагрузки (низкочастотных — горизонтального изгибающего и крутящего моментов, высокочастотных — от slamming и волновой вибрации) может быть учтено введением поправочных коэффициентов к расчетной высоте волны (4.78) или к допускаемым напряжениям (4.79). В последнем случае формула для обобщенных допускаемых напряжений получит следующий вид:

$$\sigma_s^* = k_s k_{\text{ст}}^* k_{\text{в}}^* \sigma_s \quad (4.81)$$

где k_s , $k_{\text{ст}}^*$, $k_{\text{в}}^*$ — коэффициенты, учитывающие влияние низкочастотных нагрузок, slamming и волновой вибрации соответственно.

Все они имеют единичную структуру:

$$k = \frac{\lambda_{\text{корп}}}{\lambda_{\text{форм}}} \leq 1,$$

где $\lambda_{\text{форм}}$ — коэффициент, отражающий функциональную зависимость нагрузок от основных определяющих параметров; $\lambda_{\text{корп}}$ — некоторое нормативное значение коэффициента $\lambda_{\text{форм}}$ при типовом конструктивном оформлении корпуса судна; оно равно 1,05–1,07, и данным фактор учитывают лишь при $\lambda_{\text{форм}} > \lambda_{\text{корп}}$.

Коэффициентом k_s учитывается повышение напряженности конструкций палуб с большими люковыми вырезами в результате наложения дополнительных напряжений от горизонтального изгиба и кручения корпуса. Его функциональный множитель $(k_s)_{\text{палуб}}$ пропорционален увеличению стандарта суммарных низкочастотных напряжений по сравнению со стандартом напряжений от вертикального волнового изгибающего момента (см. § 9).

Коэффициент $k_{\text{в}}^*$ учитывает влияние волновой вибрации — увеличение напряженности корпусом сравнительно гибких судов, имеющих к тому же повышенную скорость ва волнении (см. гл. 8). Его функциональный множитель определяется формулой

$$(\lambda_{\text{в}}^*)_{\text{форм}} = 1 + 0,02p \frac{(10V)^2}{25} \left(\frac{L}{200} \right)^{1/2} \left(\frac{L}{12V} \right)^2 \quad (4.82)$$

где $p = 1,5$ — при бульбовой форме носа судна, а также для скоростных судов с повышенной мореходностью на волнении; $p = 1$ — в остальных случаях; V — отношение момента сопротивления корпуса судна к его значению, полученному согласно

Правилам при применении стали обычной прочности; R_T — число Фруда, соответствующее скорости судна на встречном волнении интенсивностью

$$A_{\lambda} \approx 6 + 2 \left(\frac{L}{100} - 1 \right)^{1/4},$$

при котором происходит наиболее интенсивное накопление установившихся повреждений; L , H — длина и высота борта судна соответственно.

Коэффициент $A_{\lambda}^{(0)}$, учитывающий влияние напряжений от slamming, дает заметную поправку лишь при значительной скорости судна, астижной для обычных транспортных судов.

Критерий предельной прочности. Предельная прочность корпуса определяется его способностью воспринять разовое воздействие экстремальных суммарных нагрузок. Критерий предельной прочности представляет собою аналитическое условие появления при этих нагрузках нормальных напряжений, равных пределу текучести материала корпуса, в крайних (наиболее удаленных от нейтральной оси корпуса) продольных сечениях. Поскольку такое опасное состояние корпуса принято характеризовать предельным моментом $M_{\text{пр}}$ (см. § 41), критерий предельной прочности получает следующий вид:

$$M_{\text{пр}} \geq k_1 (k_2 M_{\lambda} + c M_T) + k_3 M_{\lambda}^{(0)}, \quad (4.83)$$

где M_{λ} — вертикальный волновой изгибающий момент; M_T — вертикальный ударный изгибающий момент; $M_{\lambda}^{(0)}$ — возмущающий в условиях эксплуатации изгибающий момент судна на тихой воде, соответствующий максимальному значению необходимого $M_{\text{пр}}$; k_1 — коэффициент, учитывающий повышение напряженности от действия горизонтального изгиба и кручения; c — коэффициент, учитывающий особенности суммирования волнового и ударного изгибающих моментов; P — нормативная обеспеченность (а долговременное распределение за весь срок службы судна) переменных волновых нагрузок; k_2 , k_3 — коэффициенты запаса, учитывающие неопределенность оценок как в выражении (4.83) в целом, так и в его составляющих.

Поясним основные предположения, на основе которых был сформулирован критерий предельной прочности (4.83).

Совместное долговременное распределение переменных волновых нагрузок, экстремальные значения которых входят в критерий, в настоящее время научно недостаточно. Поэтому предполагается (с погрешностью в безопасную сторону) детерминированная связь между амплитудами волнового изгибающего момента M_{λ} и в первую очередь ударя амплитудным значением ударного момента M_T , что подтверждается экспериментальными данными.

Такое предположение оправдано еще и по следующей причине: как будет показано ниже, в нагрузках, воспринимаемых корпусами крупнотоннажных судов, прочность которых при применении обычной стали регламентируется критерием предельной прочности, роль ударной составляющей сравнительно невелика. Поэтому можно ограничиться рассмотрением долговременного распределения волновых изгибающих моментов и на этой основе оценить экстремальные значения волновых нагрузок.

При такой оценке особого внимания требуют:

выбор нормативной обеспеченности P расчетной волновой экстремальной нагрузки;

уточнение асимптотических свойств долговременного распределения волновых нагрузок (в интервале значений, соответствующих нормативной обеспеченности).

Выбор нормативной обеспеченности P волновой экстремальной нагрузки определяется тремя разнородными условиями. Рассмотрим их.

1) Вероятность опасного состояния конструкции, связанного с нарушением ее предельной прочности:

$$P_1 (Q^{\text{max}} \geq R) = k_1 P_2^{\text{max}}, \quad (4.84)$$

где Q^{max} — случайная величина наибольшей нагрузки, которая может подвешиваться на конструкцию за срок ее службы; R — несущая способность конструкции; P_2^{max} — объективно существующая вероятность случайного события $Q^{\text{max}} \geq R$ (ориентировочно она равна 10^{-4} и 10^{-5}); $k_1 > 1$ — коэффициент, учитывающий неточность использованных вероятностных методов и исходных данных при назначении нормативной вероятности P .

2) Наибольшая нагрузка Q^{max} , которая может вызвать исчерпание предельной несущей способности конструкции, образованная суммированием трех нагрузок: изгибающего момента на тихой воде, волнового и ударного изгибающих моментов, — каждая из которых является, вообще говоря, случайной величиной. Поэтому нормирование вероятности лишь одной из них — волнового изгибающего момента — вносит дополнительную условность. Эту дополнительную условность можно учитывать, предусматривая увеличение вероятности, определяемой (4.84):

$$P_1 (M_{\lambda} \geq R - c M_T - M_{\lambda}^{(0)}) = k_1 k_2 P_2^{\text{max}}, \quad (4.85)$$

где $k_2 > 1$.

3) Экстремальные значения волновых изгибающих моментов M_{λ}^{max} являются случайными величинами, изменчивости которых зависит от долговременного распределения P_{λ} всей совокупности амплитуд волновых изгибающих моментов и от представляющего практический интерес интервала наибольших значений M_{λ}^{max} [89].

Если принять в качестве математического ожидания этого интервала значение M_{max}^* , имеющее вероятность $P(M_{\text{max}}^*) = 1/N$, где N — общее число амплитуд волнового изгибающего момента за срок жизни судна, то вероятность экстремальных значений этой нагрузки можно найти по формуле

$$P_1(M_{\text{max}}^* \geq R - cM_0 - M_{\text{max}}^*) = \frac{k_1 k_2}{N} P_N^{\text{max}}. \quad (4.85)$$

Подставляя в (4.86) ориентировочные значения $k_1, k_2 \approx 10$ и $N \approx (5+10) \cdot 10^7$, получим оценку нормативной вероятности превышения (обеспечения) максимального значения волнового изгибающего момента, которое входит в критерий предельной прочности:

$$P = \frac{10}{(5+10) \cdot 10^7} (10^{-5} + 10^{-4}) \approx 10^{-10} + 10^{-11}.$$

Важно подчеркнуть, что эти оценки относятся к абсолютным значениям экстремальных нагрузок.

Как уже было отмечено выше, критерия прочности в настоящее время можно использовать только для составленного анализа прочности судов. Одной из причин этого служит приближенность полученного значения P_1 в также недостаточная определенность долгосрочных распределений волновых нагрузок в области столь малых обеспеченностей. Поэтому в критерии предельной прочности используется существенно большее значение $P = 10^{-6} - 10^{-4}$.

Анализ асимптотических свойств долгосрочного распределения волновых изгибающих моментов, представленных в виде высот эквивалентных волн, в области обеспеченности $P = 10^{-6}$ позволяет сделать следующие основные выводы.

1) Как абсолютные значения высот эквивалентных волн, так и закономерности их относительного изменения в зависимости от длины судна L в значительной степени определяются влиянием чрезвычайно редких, но в принципе возможных условий волнения [обеспеченности такого волнения имеет порядок $P(k_{\text{pe}}) \leq 10^{-4}$]. Исключение такой возможности при расчетной оценке экстремальных нагрузок приводит к занижению расчетных высот волн для крупнотоннажных судов.

2. Зависимость высот эквивалентных волн от ряда других факторов (изменчивость средних периодов и формы спектра стационарного волнения, форма амплитудно-высотной характеристики, отклонение асимптотической области распределений волновой нагрузки от закона Релея на стационарном волнении в связи с заливностью) в наибольшей степени проявляется для судов относительно небольшой длины $L = 150 - 180$ м и в относительно меньшей степени — для судов большей длины $L = 200 - 220$ м.

В критерии предельной прочности должно, очевидно, найти отражение различные нормативы прочности сжатых и растянутых связей корпуса, которое учитывается в Правилах классификационных обществ. Если при сжатии напряжения могут достичь предела текучести благодаря устойчивости продольных связей, то при растяжении возможны хрупкие разрушения уже при напряжениях, меньших предела текучести. Такая возможность предопределяется дефектами конструктивного оформления или неготовностью узлов, появлением и развитием трещин усталости, воздействием пониженных температур и т.д. (см. выше § 41).

Если вероятность хрупких разрушений достаточно велика, представляет интерес следующий вопрос: можно ли исключить вероятность хрупкого разрушения растянутых связей, если увеличить момент сопротивления корпуса.

Если же перечисленные выше факторы могут проявиться лишь с малой вероятностью, то дополнительной гарантией хрупкой прочности конструкций может служить некоторое изменение зависимости W от изгибающего момента на тихой воде.

Исследование этих вопросов показало, что для полного исключения хрупких разрушений момент сопротивления корпуса должен быть увеличен на 50—80% и более, что, естественно, не может быть признано рациональным. В то же время повышение [по сравнению с критерием усталостной прочности (4.80)] влияния изгибающего момента на тихой воде на значение момента сопротивления может в значительной мере снизить вероятность хрупких разрушений в растянутых связях при напряжениях, меньших предела текучести. Такое повышение роли изгибающего момента на тихой воде при значениях его, больших некоторого уровня $M_{\text{с.т.}}^*$, предусмотрено и в Правилах. Поэтому возможность хрупких повреждений учтена в критерии предельной прочности введенным в (4.83) поправочный коэффициент, несколько уменьшающий расчетное значение предельного изгибающего момента, вычисленного для растянутых связей корпуса, а также несколько повышающий относительную роль изгибающего момента на тихой воде:

$$k_{\text{с.т.}} W_{\text{с.т.}} \geq k_1 (R_{\text{с.т.}} M_{\text{с.т.}} + c M_0) + k_2 \left[M_{\text{с.т.}}^{\text{max}} + \frac{1}{M_{\text{с.т.}}} (K_{\text{с.т.}} - 1) (M_{\text{с.т.}}^* - M_{\text{с.т.}}^*) \right], \quad (4.87)$$

где $k_{\text{с.т.}} < 1$ — коэффициент для растянутых связей эквивалентного бруса; $K_{\text{с.т.}} > 1$ — коэффициент относительного увеличения влияния момента на тихой воде, удовлетворяющего условию $M_{\text{с.т.}}^{\text{max}} > M_{\text{с.т.}}^*$.

Расчеты по формуле (4.87), выполненные применительно к судам разной длины, показали, что наименьшие значения

пределной прочности имеют суда длиной $L = 200-250$ м. Это позволило определить расчетные значения параметров критерия (4.87), при которых он согласуется с требованиями к общей прочности таких судов в Правилах классификационных обществ.

Учет износа связей корпуса. Рассмотренные критерии прочности определяют требования к моменту сопротивления корпуса без учета износа его связей. Это равносильно предположению о том, что корпуса судов различных размеров и назначений, равнопрочные (по тому или другому критерию) при постройке, остаются равнопрочными и в течение всего срока их службы.

Между тем, различная скорость износа корпусов судов одинаковых размеров, но разного назначения (например, танкеров и сухогрузных судов) приводит с течением времени к раз-

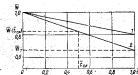


Рис. 137. Изменение момента сопротивления корпуса судна во времени.
1 — сухогрузное и промежуточное судно; 2 — танкер.

личному абсолютному и относительному уменьшению момента сопротивления корпуса, вследствие чего их первоначальная равнопрочность будет потеряна. При равенстве абсолютного износа корпусов судов одинакового назначения, но разных размеров с течением времени окажется различным относительное уменьшение момента сопротивления, что также приведет к утрате равнопрочности их корпусов.

Для учета этого обстоятельства критерии прочности целесообразно относить не к значению момента сопротивления корпуса $W(0)$ при постройке судна, а к его значению в некоторый момент времени эксплуатации t_{cp} , равному $W(t_{cp})$. Для этого необходимо знать закон изменения момента сопротивления корпуса во времени и определенным образом выбрать момент времени t_{cp} .

Осредненные данные об изменении относительной величины момента сопротивления корпуса $\bar{W} = \frac{W(t)}{W(0)}$ в зависимости от

относительной величины времени эксплуатации $\bar{t} = t/T$, где T — срок службы судна, приведены на рис. 137 (эти данные, заимствованные из [36], использованы при разработке «Норм прочности»; они относятся к судну длиной $L = 100$ м с отношением $L/H = 12$, изготовленному из обычной стали).

Для определения значения t_{cp} в [38] рассмотрено применительно к стационарному волнению изменение во времени обеспеченности $P(\sigma > \sigma_k; t)$ опасных напряжений фиксированного уровня σ_k , вызванное изменением момента сопротивления корпуса вследствие износа. Среднему значению обеспеченности

$$P_{cp}(\sigma > \sigma_k) = \frac{1}{T} \int_0^T P(\sigma > \sigma_k; t) dt \quad (4.88)$$

соответствует половина срока службы $t_{cp} = T/2$, когда момент сопротивления корпуса $W(t_{cp})$ равен полусумме его значений в начале и в конце срока службы (см. рис. 137).

При использовании этого решения нормируемое значение момента сопротивления $\bar{W}$, соответствующее половине срока службы судна, связано с его значением $W(0)$ при постройке судна соотношением

$$\bar{W} = (1 - \varepsilon) W(0), \quad (4.89)$$

где на основании данных рис. 137 $\varepsilon \approx 0,17$ — для танкеров, а $\varepsilon \approx 0,10$ — для сухогрузных и промежуточных судов.

Такая оценка влияния износа, полученная для стационарного волнения, не соответствует приложению в критериях прочности нормированно обеспеченности напряжений в долговременном распределении. Укажем простой прием, с помощью которого можно оценить влияние износа при нормировании обеспеченности напряжений в долговременном распределении.

Опасным напряжением σ_k имеем определенную обеспеченность в долговременном распределении, при каждом значении перемещения во времени момента сопротивления корпуса $W(t)$ соответствуют разные, зависящие от времени, значения действующего момента $M_k(t) = \sigma_k W(t)$. Каждому из них соответствует долговременная обеспеченность $P(M > M_k; t)$ (см., например, главы § 12). Среднее значение этой обеспеченности за срок службы судна, вычисленное аналогично (4.88), соответствует некоторому значению t_{cp} , которое, как показали расчеты, значительно зависит от нагруженности корпуса и определяется

характеристикой его относительного износа $\bar{W}_T = \frac{W(T)}{W(0)}$ (см. рис. 137):

$$t_{cp} = 0,83 - 0,23 \bar{W}_T, \quad (0,2 < \bar{W}_T < 0,9). \quad (4.90)$$

Значение нормируемого момента сопротивления, соответствующее этому моменту времени t_{cp} , можно найти по формуле (4.89), где величина ε определяется соотношением, вытекающим из данных рис. 137 и формулы (4.90):

$$\varepsilon = (1 - \bar{W}_T)(0,83 - 0,23 \bar{W}_T). \quad (4.91)$$

Значения σ представлены на рис. 138, здесь же показаны значения σ , соответствующие характеристикам относительного изгиба по рис. 137. Видно, что более корректная оценка влияния изгиба близка к приближенной, полученной в [38].

Заключая рассмотрение критериев прочности, необходимо отметить следующее. Формулировки критериев включают в себя различные параметры нагрузок, в первую очередь перемещений нагрузок, действующих на корпус судна при его эксплуатации. Наличие этих параметров требует анализа обширной и возможно более достоверной информации о долговременном распределении вертикальных волновых изгибающих моментов, о суммировании вызванных этим нагрузкой напряжений с напряжениями от горизонтального изгиба; кручения, ударных нагрузок, о напряженности корпуса вследствие волновой вибрации. Именно при определении критериев прочности с наибольшей полнотой и эффективностью используются результаты исследований внешних сил и напряженности корпусных конструкций (описанию которых посвящены разд. 2 и 3 этой книги).



Рис. 138. Зависимость перевернутого изгибающего момента от относительного изгиба. О — танкер; * — сухогрузный судно.

о других характеристиках напряженности является делом будущего (например, о температурных, остаточных технологических напряжениях). Накопление знаний в этой области приведет к совершенствованию критериев прочности.

Требования «Норм прочности» к общей прочности корпуса. Рассмотренные выше формулировки критериев прочности, конкретизированные и согласованные с требованиями Правил классификационных обществ к обычным судам традиционных типов и размеров, легли в основу требований «Норм прочности морских судов» к общей прочности судов.

Эти требования предусматривают проверку прочности корпуса:

по предельному состоянию при действии максимального изгибающего момента на вершине и на волновете волны и соответствующей максимальной переизгибающей силы;

по допустимым напряжениям при действии среднего волнового изгибающего момента, определенным с учетом постоянной составляющей напряжений, вызванной средним изгибающим моментом на тихой воде, характерным для условий эксплуатации.

Первое условие представляет собою критерий предельной прочности, второе — критерий усталостной прочности.

1) Проверка по предельному состоянию. Эта проверка должна показать, что при прогибе и перегибе корпуса во время наведения судна с полными грузом и с балластом относительный предельного момента к наибольшему расчетному суммарному изгибающему моменту удовлетворяет следующему условию:

$$\frac{M_{\text{ср}}^{\text{ср}}}{M_{\text{ср}}^{\text{ср}} + M_{\text{ср}}^{\text{ср}} + A_{\text{ср}} \cdot M_{\text{ср}}^{\text{ср}}} \geq K_{\text{ср}} \quad (4.92)$$

Это условие — конкретизация критерия предельной прочности (4.87).

Предельный изгибающий момент определяется соотношением:

$$M_{\text{ср}}^{\text{ср}} = \sigma_{\text{ср}} W^{\text{ср}} \quad (4.93)$$

где $\sigma_{\text{ср}}$ — предел текучести материала крайних (верхних или нижних) продольных связей корпуса в проверном сечении, включаемых в эквивалентный брус, тс/см²; $W^{\text{ср}}$ — момент сопротивления, см⁴-и, проверного сечения корпуса относительно связи палубы, наиболее удаленной от нейтральной оси, вычисленный при условии появления в этой связи напряжений, равных $\sigma_{\text{ср}}$. При наличии стальных надстроек значение $W^{\text{ср}}$ должно соответствовать условию появления в наиболее напряженных продольных связях напряжений, равных произведению $k_{\text{ср}} \sigma_{\text{ср}}$; $k_{\text{ср}}$ — коэффициент, учитывающий изменчивость механических характеристик материала, уменьшающуюся при увеличении $\sigma_{\text{ср}}$, и коррозионный износ;

$$k_{\text{ср}} = 1 + 0.25 (\eta - 0.5) - k \left(\frac{100}{\eta} - \frac{120}{L} \right)^{0.5} \quad (4.94)$$

$$\eta = \frac{2400}{\sigma_{\text{ср}}} \quad (4.95)$$

D — высота борта судна, м; $k = 0.17$ — для танкеров и $k = 0.10$ — для сухогрузных и промышленных судов. Эти значения относятся к судам длиной $L = 100$ м с отношением $L/D = 12$, построенному из стали с пределом текучести $\sigma_{\text{ср}} = 2400$ тс/см². Множитель при k учитывает отличие от приведенных цифр показателей изгиба для судов с другими значениями этих характеристик.

¹ Приведенные обозначения в некоторых случаях могут отличаться от традиционных.

Максимальный волновой изгибающий момент определяется соотношением (тс·м)

$$M_{\text{вн}}^{\text{max}} = \frac{h_1}{2} k_1(\alpha) \omega_0 B L^2 \gamma_{\text{ж}} \left(\frac{2x}{L} \right). \quad (4.96)$$

где h_1 — высота расчетной волны, м (рис. 139); $k_1(\alpha)$ — множитель, зависящий от коэффициента волноты расчетной волны на тихой воде α и определяемый следующими зависимостями:

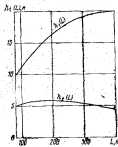


Рис. 139. Расчетные высоты волн.

при положении судна на вершине волны

$$k_1(\alpha) = k_2(\alpha) = -0,070\alpha - 0,026; \quad (4.97)$$

при положении судна на подошве волны

$$k_1(\alpha) = k_2(\alpha) = -0,054\alpha - 0,009; \quad (4.98)$$

ω_0 — гидродинамический коэффициент, равный

$$\omega_0 = \left(1,28 - 2,0 \frac{B}{L} \right) \times \left(0,654 - 1,8 \frac{d_{\text{м}}}{L} \right); \quad (4.99)$$

$d_{\text{м}}$ — расчетная осадка на миделе, м; n_1 — поправочный коэффициент, учитывающий влияние скорости судна на волнение и изгибающий момент на тихой воде:

$$n_1 = 1,2 - 0,3x = (3 + 25Fr^2) \frac{M_{\text{вн}}}{\Delta L} + (3 - 4,8x) Fr^2; \quad (4.100)$$

Fr — число Фруда, соответствующее реально возможной скорости судна на астремом статическом волнении интенсивностью $\lambda_{\text{вн}} = \lambda_1$; $M_{\text{вн}}$ — максимальное в пределах средней части судна противодействие, 0,3L значения $M_{\text{вн}}$, соответствующее рассматриваемому состоянию нагрузки судна; Δ — расчетное водоизмещение судна, тс; $\gamma_{\text{ж}} \left(\frac{2x}{L} \right)$ — функция, учитывающая изменение изгибающего момента по длине судна в сечениях, отстояние которых от миделя равно x (рис. 140).

При проверке общей прочности судов с палубными вырезами, превышающими 70% ширины палубы, значения $M_{\text{вн}}^{\text{max}}$ должны быть умножены на коэффициент

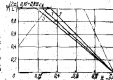
$$k_2 = 0,95 (k_1)_{\text{доп}} \geq 1.$$

Ориентировочные значения коэффициента k_2 приведены на рис. 141.

Рис. 140. Значения функции

$$\gamma_{\text{ж}} \left(\frac{2x}{L} \right) = \gamma_{\text{ж}} \left(\frac{2x}{L} \right).$$

1 — для носовой оконечности корпуса при $x_{\text{н.к.}} \leq 0,2L$; 2 — то же для $x_{\text{н.к.}} > 0,2L$; 3 — для кормовой оконечности корпуса $x_{\text{к.к.}} = \frac{2x}{L} \cdot L$ — относительное отстояние от миделя носовой оконечности корпуса рассматриваемого судна на тихой воде.



Формула (4.96) выражает вертикальный волновой изгибающий момент через высоту h_1 эквивалентной волны с обеспеченностью $P = 10^{-3}$ и 10^{-6} (см. § 7) и коэффициент момента $M_{\text{вн}}^{\text{max}} = k_1(\alpha) \omega_0$, определяемый значением максимума амплитудно-частотной характеристики корпуса относительно этой нагрузки.

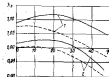


Рис. 141. Значения коэффициента k_2 .

1 — при $x_{\text{н.к.}} \leq 0,2L$; 2 — при $x_{\text{н.к.}} > 0,2L$.

Ударный изгибающий момент $M_{\text{уд}}$ определяют при прогибании изгибающих моментах на тихой воде применительно к случаям ударов волн в длине $M_{\text{уд}}^2$ [см. формулу (2.62)] и в развалах борта носовой оконечности $M_{\text{уд}}^3$ [см. формулу (2.63)]. Для судов с расчетной скоростью на волнении, соответствующей $Fr^2 < 0,2(1 - 0,7\alpha)$, величину $M_{\text{уд}}^2$ рассчитывают только при осадках

норм $d_0 < 0,05L$, а величину M_{γ}^* — только при $d_0 \geq 0,05L$. Осадку носом определяют для 2-го теоретического шпангоута по формуле

$$d_n = d_{\text{н}} - 0,4\phi L, \quad (4.101)$$

где ϕ — угол дифферента, положительный на корму, рад. При большой скорости судна определяют обе величины M_{γ}^* для всех осадок. Коэффициент κ в формуле (4.92) принимается равным при ударе в днище $\kappa = 0,8$;

$$(4.102)$$

при ударе в борта $\kappa = 1,0$.

Напомним, что этот коэффициент отражает особенности суммирования волнового и ударного изгибающих моментов.

В качестве расчетной величины в формуле (4.92) принимают большую из двух приведенных κM_{γ}^* , но в любом случае не меньше

$$\kappa M_{\gamma}^* = 0,15 M_{\gamma}^{\text{max}}, \quad (4.103)$$

Эту же расчетную величину (4.103) принимают при перегибании изгибающих моментов на тихой воде.

Максимальный изгибающий момент на тиле воды $M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}}$ принимают исходя из возможных состояний нагрузки судна для получения наибольшего по абсолютной величине знаменателя в левой части формулы (4.92) при постановке судна на подношу и вращению расчетной волны.

Коэффициент $k_{\gamma, \text{т}}$ при $M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}} > 0$ (перегибаний) принимается равным

$$k_{\gamma, \text{т}} = 1 \text{ при } M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}} \leq M_{\gamma, \text{т}}^*, \quad (4.104)$$

$$k_{\gamma, \text{т}} = 1,4 - 0,4 \frac{M_{\gamma, \text{т}}^*}{M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}}} \text{ при } M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}} > M_{\gamma, \text{т}}^*,$$

где $M_{\gamma, \text{т}}^*$ — значение изгибающего момента на тихой воде, при превышении которого необходимо увеличение момента сопротивления корпуса. Этому значению $M_{\gamma, \text{т}}^*$ при $W_{\text{ан}}$ удовлетворяющим Правилам, соответствуют статические растягивающие напряжения в верхней палубе корпуса, изготовленного из обычной стали, равные 700–750 кгс/см² — для сухогрузных судов и 650–700 кгс/см² — для танкеров; сами значения $M_{\gamma, \text{т}}^*$ при этом равны, тс·м:

$$M_{\gamma, \text{т}}^* = (0,0158 + 0,010) BL^{2,5} \text{ при } L \leq 240 \text{ м}, \quad (4.105)$$

$$M_{\gamma, \text{т}}^* = (0,0786 + 0,052) BL^2 \text{ при } L > 240 \text{ м}.$$

Коэффициент $k_{\gamma, \text{т}}$ при $M_{\gamma, \text{т}}^{\text{max}} < 0$ (прогибающих) равен единице.

Такой вид коэффициента $k_{\gamma, \text{т}}$ позволяет учесть необходимость снижения напряженности растянутых связей для предотвращения хрупких повреждений. С этой же целью предусматривают некоторое разделение коэффициентов запаса $K_{\text{ан}}$ при прогибе и перегибе корпуса.

Коэффициенты запаса $K_{\text{ан}}$ в правой части формулы (4.92) равны:

для танкеров и судов, перевозящих плавучие грузы,

$$K_{\text{ан}1} = 1,20 \text{ — при прогибе корпуса}, \quad (4.106)$$

$$K_{\text{ан}2} = 1,30 \text{ — при перегибе};$$

для сухогрузных и промышленных судов

$$K_{\text{ан}3} = 1,15 \text{ — при прогибе корпуса}, \quad (4.107)$$

$$K_{\text{ан}4} = 1,30 \text{ — при перегибе}.$$

Проверку прочности по предельному состоянию корпуса на срез выполняют для тех же расчетных случаев, которые выбраны при проверке условия (4.89). Она должна показать выполнение условия

$$\frac{N_{\text{сп}}}{N_{\text{с}}(x) + N_{\gamma, \text{с}}(x)} \geq 1,25, \quad (4.108)$$

где $N_{\text{с}}(x)$ — перерезывающая сила от переменной нагрузки в рассматриваемом сечении, определяемая зависимостью (тс)

$$N_{\text{с}}(x) = \frac{3,5}{L} (M_{\gamma, \text{с}}^{\text{ан}} + M_{\gamma}) \varphi_N \left(\frac{2x}{L} \right) \geq \frac{4}{L} M_{\gamma, \text{с}}^{\text{ан}} \varphi_N \left(\frac{2x}{L} \right), \quad (4.109)$$

$\varphi_N \left(\frac{2x}{L} \right)$ — функция, определяемая по рис. 140; $N_{\gamma, \text{с}}(x)$ — перерезывающая сила на тихой воде; $N_{\text{сп}}$ — определяемая перерезывающая сила, определяемая выражением

$$N_{\text{сп}} = 0,5 k_{\gamma, \text{с}} B, \quad (4.110)$$

Ω — суммарная площадь поперечного сечения обшивки бортов и продольных переборок корпуса в рассматриваемом сечении.

2) Проверка прочности по допустимым напряжениям.

Эта проверка должна показать, что значения момента сопротивления сечения корпуса относительно растущих W и сжатых W' связей эквивалентного бруса удовлетворяют условиям:

$$W \geq \frac{M_{\Sigma, \text{в}}^*}{\sigma_{\text{в}}} + \frac{M_{\Sigma, \text{с}}^*}{\sigma_{\text{с}}}; \quad (4.111)$$

$$W' \geq \frac{M_{\Sigma, \text{с}}^*}{\sigma_{\text{с}}}. \quad (4.112)$$

Эти условия — конкретизация критерия устойчивости долговечности (4.80). Второй член в формуле (4.111) соответствует средним растягивающим напряжениям в корпусе и отражает влияние этих напряжений на усталостные характеристики конструктивных узлов.

Величины W и W' определяются без учета редуцирования гибких связей.

Среднее значение изгибающего момента на тихой воде $M_{\Sigma, \text{в}}^*$ для грузовых судов определяется при состоянии судна с полным грузом λ в балласте с 50% запасом.

Среднее значение волнового изгибающего момента $M_{\Sigma, \text{с}}^*$ определяется формулой, аналогичной (4.96), в которой вместо h_0 фигурирует высота расчетной волны h_0 , приведенная на рис. 139. Поправочный коэффициент χ находят по формуле (4.100) при $M_{\Sigma, \text{с}}^* = M_{\Sigma, \text{с}}^*$, число Фруда Fr соответствует эксплуатационной скорости судна на встречном волнении цитируемостью $k_{\text{в}} = 0,8$ м.

Коэффициент γ принимают равным

$$\gamma = 0,8 \text{ при } M_{\Sigma, \text{с}}^* \leq M_{\Sigma, \text{в}}^*; \\ \gamma = 0,8 \left(2,5 - 1,5 \frac{M_{\Sigma, \text{с}}^*}{M_{\Sigma, \text{в}}^*} \right) \text{ при } M_{\Sigma, \text{с}}^* > M_{\Sigma, \text{в}}^*. \quad (4.113)$$

Значение этого коэффициента определяется значениями параметров χ и α , которые входят в критерий усталостной прочности.

Допускаемые расчетные напряжения находят по формуле

$$\sigma_{\text{в}} = k_2 \sigma_{\text{в}, \text{н}}. \quad (4.114)$$

где k_2 — коэффициент, учитывающий влияние высокочастотных напряжений и равный

$$k_2 = \frac{1,05}{(k_2^{\text{в}})^{\beta}} < 1,$$

$(k_2^{\text{в}})^{\beta}$ вычисляются по формуле (4.82); β — коэффициент, учитывающий работоспособность материала конструкций

корпуса, качество их оформления и изготовления, уровень контроля этого качества. Для конструкций из обычной стали, спрессованных и изготовленных в соответствии с требованиями Правил Регистра СССР, принимают $\beta = 1$. Для конструкций из стали повышенной прочности ($\sigma_{\text{в}} \geq 3000$ кгс/см²), удовлетворяющих тем же требованиям, значение β принимают меньшим из двух: 1,2 или $\frac{k_2 \sigma_{\text{в}}}{2400}$; $\sigma_{\text{в}}$ — величина, принимаемая ~ 500 кгс/см².

Она несколько превышает значение предела упругости конструктивных узлов, изготовленных из обычной стали, при симметричном цикле нагружения.

При выполнении проверки прочности по предельному состоянию корпуса λ по допускаемым напряжениям «Нормы» регламентируют также все необходимые расчетные процедуры (выбор расчетных сечений, порядок включения продольных связей в эквивалентный брус, оценку устойчивости набора и т. п.).

Для оценки согласованности требований «Нормы» с правилами классификационных обществ были выполнены расчеты прочности судов разной длины при разном уровне статической нагруженности корпуса изгибающим моментом на тихой воде, характеризуемым параметром

$$\mu = \frac{M_{\Sigma, \text{в}}^*}{M_{\Sigma, \text{с}}^*}. \quad (4.115)$$

Расчитывалась прочность судов с типовыми соотношениями главных размеров и коэффициентами полноты (для танкеров $d_{\text{ж}}/L = 0,055$; $B/L = 0,15$; $\delta = 0,80$; $\alpha = 0,87$; для сухогрузных судов $d_{\text{ж}}/L = 0,055$; $B/L = 0,14$; $\delta = 0,70$; $\alpha = 0,80$). Результаты расчетов представлены на рис. 142—144 в форме отношений

$$\bar{W} = \frac{W}{W_{\text{н}}}. \quad (4.116)$$

где W — момент сопротивления по «Нормам»; $W_{\text{н}}$ — минимальный момент сопротивления по Правилам постройки соответствующего классификационного общества при $\sigma_{\text{в}} = 2400$ кгс/см².

На основании их рассмотрения можно сделать следующие выводы.

1) Требования «Нормы» к общей прочности судов в среднем удовлетворительно согласуются с требованиями Правил основных классификационных обществ, при этом наилучшее согласование достигается при значениях $\mu \approx 1$. При больших и меньших значениях изгибающих моментов на тихой воде расхождение требований «Нормы» и Правил увеличивается. Причиной этого является значительное различие требований разных Правил к общей прочности корпуса судна при $\mu > 1$ и невозможность уменьшения значений W по Правилам при $\mu < 1$.

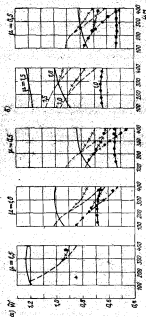


Рис. 142. Соотношение пробной и общей площади поверхности в «Норман промисит» в Пунта-Норте, Колумбия. $M_{\text{н}} = 0,1$; $\delta = 0$; $\Delta T_{\text{н}} = 0,001$ (по [10]).

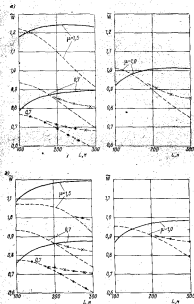
[illegible]

Рис. 143. Сопоставление требований к общей прочности сжимающих стержней по «Нормам прочности» и Правилам Норвежского Верфеса: а — прогибающие моменты на талой воде ($M_{c, a} < [M]$); б — прогибающие моменты на льду ($M_{c, a} > [M]$).

Обозначения см. таб. 41а, рис. 142.

(исключением являются Правила Регистра СССР, допускающие некоторых снижение $\bar{W}$).

2) При использовании обычной стали прочность сравнительно коротких судов лимитируется критерием усталостной прочности, а судов большой длины — критерием предельной прочности. Граница лимитирующего влияния критерия предельной прочности определяется значением изгибающего момента на тиллой воде: чем больше момент, тем меньше длина судов, начиная с которой этот критерий становится определяющим.

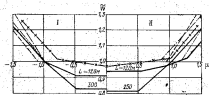


Рис. 144. Зависимость момента сопротивления корпуса от изгибающего момента на тиллой воде.

I — танкеры ($M_s < 0.5$); II — сухогрузные суда ($M_s > 0.5$);
 — по «Нормам прочности»; — по Правилам Нормального Веса, 1973 г.;
 ... по Правилам Регистра Японии, 1973 г.; -.- по Правилам Регистра (Общество Кайдо Комаи, 1973 г.); —х— по Правилам Регистра СССР, 1973 г.

Критерии прочности учитывают ряд факторов, исключенных на рассмотрении Правил, например влияние осадки, ширины корпуса и скорости судна. Это влияние иллюстрирует рис. 145, на котором показано относительное изменение момента сопротивления $\bar{W} = W/W_0$ при вариации относительных величин осадки, ширины корпуса и скорости судна.

$$\bar{A} = \frac{d/L}{(d/L)_0}; \quad \bar{B} = \frac{B/L}{(B/L)_0};$$

$$\bar{V} = \frac{V}{(V)_0},$$

где индексом 0 отмечены принятые выше значения параметров судов и необходимое для них значение момента сопротивления.

При применении сталей повышенной прочности границы интервала лимитирующего влияния критерия усталостной прочно-

сти оказываются сдвинутыми в сторону меньших размеров и моментов на тиллой воде, что ограничивает пределы целесообразного использования этих сталей. Сочетания этих факторов, при которых целесообразно использовать стали повышенной прочности, показаны на рис. 146. В Правилах такое влияние не

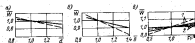


Рис. 145. Относительное изменение требуемого «Нормального» момента сопротивления при изменении характеристик судна, не учитываемых Правилами: а — отношение осадки; б — отношение ширины корпуса; в — отношение скорости судна.

— по критерию предельной прочности; — по критерию усталостной прочности.
 1 — при $M_s < 0.5$; 2 — при $M_s > 0.5$.

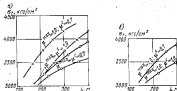


Рис. 146. Наибольшие значения предела текучести сталей замещенной прочности, эффективно используемых при обеспечении общей прочности: а — танкеры при $M_s < 0.5$; б — сухогрузные и промысловые суда при $M_s > 0.5$.

—х— при $L(D-B)$; —О— при $L/D=14.5$.

учитывается. Видно заметное влияние относительной гибкости корпуса, характеризующейся отношением L/D , на ограничения в применении сталей повышенной прочности. Однако в «Нормах прочности морских судов» оно проявляется значительно слабее, чем в Правилах, особенно для судов небольших размеров.

Подводя итог рассмотрению требований, предъявляемых Правилами постройки основных классификационных обществ и «Нормами прочности морских судов» к общей прочности

корпуса судна, следует еще раз подчеркнуть взаимосвязанность этих документов и в то же время особенности их предназначения. Правила постройки, отбирая и закрепляя положительный опыт судостроения и эксплуатации судов, служат, если применить терминологию кибернетики, долгосрочной памятью системы «судно—эксплуатация». «Нормы» же, ориентированные на проектирование судов новых типов, размерений и т. д. в условиях, когда еще нет необходимого опыта, выступают в роли оперативной памяти этой системы. По мере накопления нового опыта взаимосвязи «Нормы» и получаемые с их помощью результаты будут переходить в Правила, содействуя их совершенствованию.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баском В. Волны и зноя. Динамика морской среды. Пер. с англ. М., ИЛ, 1968.
2. Васильев М. А. Экспериментальное исследование сил, действующих на корпус судна из коротких волн.—Труды ЦНИИМФ, 1973, вып. 160, с. 69—83.
3. Войнов Г. В. Динамические кибернетические моменты, действующие на корпус судна в условиях волнения.—«Судостроение», 1976, № 11, с. 9—13.
4. Войнов Г. В., Клермант С. Д. Прочность и жесткость корпусов конструкций Л.—«Судостроение», 1972.
5. Войнов Г. В., Палай О. М. Комплексный подход к проблемам обеспечения прочности судов.—В сб.: «Проблемы прочности судов. (Системный подход к расчету и проектированию корпусных конструкций)». Под ред. В. С. Чуковского. Л.—«Судостроение», 1975, с. 71—153.
6. Воробей И. К., Нейштетер Ю. А. Качка судов на морском волнении Л.—«Судостроение», 1969.
7. Бубнов Н. Г. Дополнение к курсу «Строительная механика корабля». Л., Ин-д. Научно-технического кружка кораблестроителей, 1930.
8. Бубнов Н. Г. О преподавании корабельной архитектуры в С.-Петербургском политехническом институте.—«Судостроение и судостроение», 1930, № 4—5, с. 230—232.
9. Бубнов Н. Г. Строительная механика корабля. Т. 1. СПб, 1912.
10. Биков В. А., Плеханов Ю. В., Толмачев В. А. О кружном разрывлении галерь рыбообрабатывающего судна «Спасск». Доклады к XIV научно-технической конференции по строительной механике корабля (прочность, устойчивость, колебания), посвященной памяти графа П. Ф. Павлова, 1960, вып. 74, с. 242—245 (ИТО Судпрома).
11. Бенгтссон Е. С. Теория вероятностей. М., Физматлит, 1962.
12. Вероятностные характеристики волнения, методы их анализа и расчета.—Труды ГИИИ, 1971, вып. 97, с. 186. Авт.: И. Н. Давыдов, В. А. Ракон, Б. М. Андреев, Л. И. Лопатухин, Ю. А. Третьяков.
13. Ветер и волны в океанах и морях. Справочные данные. Л.—«Транспорт» (Издатель СССР), 1974.
14. Волженский А. И., Нейштетер Ю. А. Энергетический спектр морского волнения.—«Судостроение», 1966, № 7, с. 13—15.
15. Франсескский А. И., Олсон Г. А. Методы расчета качки корабля на нерегулярном волнении.—Труды ЦНИИ им. адм. А. Н. Крылова, 1966, вып. 103, с. 5—36.
16. Давыдов В. В. Прочность судна при кручении. М.—«Речной транспорт», 1955.

17. Давыдов В. В., Маттес Н. В., Свиридов Н. П. Учебный справочник по прочности судов внутреннего плавания. М., Речной транспорт, 1968.

18. Дурнов В. П. Вопросы прочности бортов промышленных судов.— В сб.: «Теоретические и практические вопросы прочности и конструкции морских судов». Л., «Транспорт», 1968, с. 70—83. (Речной СССР).

19. Ежиков В. В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. Л., «Судостроение», 1968.

20. Ежиков В. В. Применение методов теории вероятностей в проблеме общей прочности корабля.— «Труды ЦНИИМ», 1967, т. VII, вып. 2, с. 28—39.

21. Жалык Р., Кавале Г., Вассаль Ж. Проект волнения методом узловой спектральной плотности.— В сб.: «Верхнее море». Пер. с англ. Под ред. Ю. М. Крылова. М., ИД, 1968, с. 286—316.

22. Козляков В. В. Некоторые вопросы оценки прочности в надежности морских конструкций морских транспортных судов. Автореферат дис. за специальность ученой степени д-ра техн. наук. Л., ЛОДН, 1970.

23. Козляков В. В. Об определении статистических характеристик волнения нагрузок.— «Труды ЛКИ», 1969, вып. 58, с. 13—35.

24. Козляков В. В. Об оценке прочности и надежности конструкций, подверженных влиянию распределения напряжений в которых определяются законом Вейбулла.— В сб.: «Прочность судовых конструкций», 1967, вып. 98, с. 96—119 (ИТО Судостроения).

25. Козляков В. В. О разрывной структуре формулы для определения статистических характеристик волнения нагрузок.— «Судостроение», 1966, № 8, с. 10—16.

26. Козляков В. В., Петников С. В., Пасханов Ю. В., Циммерман И. И. Экспериментальный анализ параметров и форм амплитудных и фазовых передаточных функций волнения нагрузок.— В сб.: «Прочность судовых конструкций (материалы по обмену опытом)», 1968, вып. 88, с. 65—82. (ИТО Судостроения).

27. Козляков В. В., Пасханов Ю. В. К построению логарифмически симметричного волнения нагрузок.— «Труды ЛКИ», 1968, вып. 88, с. 111—118.

28. Козляков В. В., Пасханов Ю. В. О суммировании волнения нагрузок на нерегулярном волнении.— В сб.: «Материалы по обмену опытом», 1967, вып. 93, с. 21—31. (ИТО Судостроения).

29. Козляков В. В., Пасханов Ю. В. Построение в анализе логарифмически симметричного волнения нагрузок, дающей от сигнала и мощности.— «Труды ЛКИ», 1968, вып. 92, с. 63—73.

30. Козляков В. В., Ростовцев Ю. В., Гарбуз В. С. Экспериментальное исследование влияния момента судна «Кубань» на регулярное волнение.— «Труды ЛКИ», 1964, вып. 43, с. 53—65.

31. Коваленко Д. В. Интерпретация прочности по предельному состоянию для длительного нестационарного воздействия волнения.— «Труды ЦНИИМФ», 1965, вып. 99, с. 8—9.

32. Коваленко Г. Е. Динамика морских волн. М., Изд-во МГУ, 1969.

33. Кореткин Я. Н. Вопросы прочности морских транспортных судов. Л., «Судостроение», 1968.

34. Кореткин Я. Н. Исследование волновых моментов в моделировании сечения корпуса судна при крене на регулярном и нерегулярном волнении.— «Труды VI научной сессии молодых специалистов». Галас, 1968, с. 1—14.

35. Коротких Я. И., Ростовцев Д. М., Свиридов Н. Л. Прочность корабля. Л., «Судостроение», 1974.

36. Крылов А. И. Мои воспоминания. Л., Изд-во Академии наук СССР, 1946.

37. Курдюмов А. А. Прочность корабля. Л., Судостроение, 1955.

38. Максмаджан А. И. Прочность морских транспортных судов. Л., «Судостроение», 1976.

39. Нормы прочности морских стальных судов. Л., «Морской транспорт», 1962. (Речной СССР).

40. Основы корабельной архитектуры. Т. 1. Под ред. Г. Россоли и Л. Чарниен. Пер. с англ. Л., Судостроение, 1948.

41. Павлович Е. А. Об определении комбинаторических параметров несложной сложности судна на регулярном волнении.— «Труды ЦНИИМ», изд. акад. А. И. Крылова, 1971, вып. 254, с. 25—34.

42. Павлович Е. А. Практические расчетные методы для вычисления динамических нагрузок на морские конструкции при сменном из-за качки транспортных судов, имеющих плоские участки днища.— «Труды ЦНИИМ», изд. акад. А. И. Крылова, 1969, вып. 251, с. 91—108.

43. Павлович П. Ф. Труды по прочности корабля. Л., Судостроение, 1968.

44. Парос В. Верхнее море.— В сб.: «Верхнее море». Пер. с англ. Под ред. Ю. М. Крылова. М., ИД, 1968, с. 48—122.

45. Парос В., Нейман Г. Джемс Р. Развитие и прогнозы морских волн.— В сб.: «Верхнее море». Пер. с англ. Под ред. Ю. М. Крылова. М., ИД, 1962, с. 263—288.

46. Правила классификации и постройки морских судов. Л., «Транспорт», 1974. (Речной СССР).

47. Прочность судов океанского плавания. Автор.: Ф. Г. Кондрат, И. И. Галашев, Ю. Н. Радов, А. Э. Фридрихский. Л., «Судостроение», 1974.

48. Путов Н. Е. Конструкция корпуса судна. Л., ОНТИ, 1937.

49. Путов Н. Е. Плавучие характеристики морских транспортных судов. Л., «Судостроение», 1966.

50. Путов Н. Е. Проектирование конструкций корпуса морских судов. Ч. 1. Л., «Судостроение», 1976.

51. Справочник по строительству меланжевых кораблей. Под ред. изд. Ю. А. Шеманского. Т. 3. Л., Судостроение, 1962.

52. Стопанов А. Г. Некоторые результаты статистического исследования волнения в качке на исследуемом судне «Молоск Ломоносова».— В сб.: «Теория корабля и экспериментальная гидромеханика судов», 1961, вып. 30, с. 76—97. (ИТО Судостроения).

53. Строительная механика корабля и теория усталости. В 2-х т. Т. 2. Л., «Судостроение», 1968. Автор.: А. А. Курдюмов, А. Э. Локшин, В. А. Исаев, В. В. Коваленко.

54. Тейлор Г. Ф. Результаты испытаний прочности для «Кубань».— В сб.: «Вопросы прочности судов и судовых конструкций», 1964, вып. 52, с. 68—79. (ИТО Судостроения).

55. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Т. 2. М., Гостехиздат, 1932.

56. Тимошенко С. П., Мессерс Д. Дж. Проведение теории усталости. Л., Гостехиздат, 1968.

57. Федосеев В. И. Сопротивление материалов. М., «Наука», 1967.

58. Abkowitz M. A., Vassiliopoulos L. A., Sellars E. H. Recent developments in Seakeeping research and its application to design.— «Trans. SNAME», 1966, vol. 74, p. 244—246.

59. Abrahamson E., Vedeler G. The strength of large tankers.— ES, 1957, N 6, p. 138—151; 1958, N 1, p. 2—23.

60. Abrahamson E. Recent developments in practical philosophy of ship structural design. Det Norske Veritas, 1967, N 65.

61. Abrahamson E. Structural safety of ships and risks to human life.— ES, 1962, vol. 11, N 6, p. 134—146.

62. Abrahamson E. Structural design analysis of large ships.— «Trans. SNAME», 1968, p. 189—219.

63. Abrahamson E. Construction and classification of the ships of tomorrow.— «Hansa», 1970, p. 107.

64. Admiralty Ship Welding Committee, «Ocean Vulcan» sea trials. Rep. 1963, N 8, 11; Rep. 1964, N 12.

65. Aertssen G. Service performance and seakeeping trials on r. v. «Lakings».— «Trans. RINA», 1963, vol. 105, p. 293—308.

66. Aertseman G. Service performance and seakeeping trials on m. v. "Jardena".—*Trans. RINA*, 1968, vol. 108, p. 302—303.
67. Aertseman G. Service performance and seakeeping trials on a large ocean carrier.—*Trans. RINA*, 1969, vol. 111, p. 217—230.
68. Avoiding structural damage in highspeed line-form cargo lines.—*Motor Ship*, 1974, vol. 58, N 647, p. 408—411.
69. Band E. G. Long-term trends of hull bending moments. ABS, 1968.
70. Bell A. O., Taylor K. V. Wave-excited hull vibration. Measurements on a 47000 t. w.t. tanker.—*Ship. World and Shipbuilder*, 1968, vol. 161, N 8617, p. 412—415, 417—419, 426.
71. Bennett K., Ivarsson A., Nordenstrom N. Results from full-scale measurements and predictions of wave bending moments, acting on ships. The Swedish Shipbuilding Research Foundation, 1962.
72. Biles I. H. The design and construction of ships. Charles Griffin and Co. London, 1938.
73. Bledsoe M. D., Bussemaeker O., Cammisa W. E. Seakeeping trials on three dutch destroyers.—*Trans. SNAME*, 1960, vol. 68, p. 99—117.
74. Buchanan G. The application of higher tensile steel in merchant ship construction.—*Trans. RINA*, 1968, vol. 110, N 4, p. 117—124.
75. Caldwell J. B. Ultimate longitudinal strength.—*Trans. RINA*, 1965, vol. 107, p. 411—432.
76. Dainton I. F. An investigation of midship bending moments, ship resistance to adverse regular waves, by models of the Mariner type ship. Ship structure committee. Rep. 1964, N 1, 195.
77. De-Deur C. Experimental determination of bending moments for three models of different hulls in regular waves.—*ISF*, 1963, vol. 7, N 65, p. 161—184.
78. Dunis M. St., Pierson W.-G. On the motions of ships in correlated sea.—*Trans. SNAME*, 1953, vol. 61, p. 290.
79. De-Wilde G. Structural problems of ships with large hatch openings.—*ISF*, 1967, vol. 14, N 149—150.
80. Design procedures. Rep. of committee 10. Proceeding of the 3th ISSC, Oslo, 1967, p. 348—349.
81. Dyer Th. R. Structural reliability in ship design. Tufts Massachusetts Institute of Technology. Department of naval architecture and marine engineering, 1964.
82. Environmental conditions. Rep. of committee 1. Proceeding of the 2nd ISSC, Deft, 1964, p. 1—25.
83. Forster King J. Heavy-weather damage.—*Trans. NEECS*, 1934, vol. 51, p. 151.
84. Freundenthal A. M. Safety reliability and structural design.—*Trans. ASCE*, 1962, vol. 127, part II.
85. Fukuda J. and oth. Long-term prediction of wave bending moments on gigantic tankers hulls.—*Journal of the Society of Naval Architects of West Japan*, 1967, vol. VII, N 34, p. 12.
86. Fukuda J. Computer program results for response operating of ship motions and vertical wave bending moments in regular waves. Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 1960, vol. 20, N 2, p. 35.
87. Goodman E. A. Wave-excited main hull vibration in large tankers and bulk carriers.—*Trans. RINA*, 1970, vol. 8, p. 109—115.
88. Grim O. Die Schwingungen von schwimmenden zweidimensionalen Körpern. Hamburgische Schiffbauversuchsanstalt, Gesellschaft, Rep. 1959, N 117.
89. Gumbel E. J. Statistics of extremes. Columbia university press, 1960 (see. также С. Гумбер, Статистика экстремальных значений. М., «Метгиз», 1965).
90. Hochman R. Torsal stresses in ships. Ship structure committee. Rep. 1959, N 95.
91. Heller S. R. and oth. Twenty years of research under the ship structure committee.—*Trans. SNAME*, 1967, vol. 75, p. 332—384.
92. Hoffman D., Hoefler R. van. Feasibility study of springing model tests of a Great Lakes bulk carrier.—*ISF*, 1973, vol. 20, N 223, p. 72—86.
93. Hoefler R. D., Lewis E. V. Analysis and interpretation of dry expansion. Ship structure committee. Rep. 1969, N-136.
94. Iijima T. The properties of ocean waves on the Pacific coast and Japan sea coast. Transportation technical research institute Japan, 1967.
95. Jaaper N. H. Statistical distribution patterns of ocean waves and of wave-induced ship stresses and motions with engineering application.—*Trans. SNAME*, 1955, vol. 64, p. 375—432.
96. Johnson A., Larkin E. Stresses in ships in service.—*Trans. RINA*, 1964, vol. 106, p. 1—35.
97. Kagawa K., Onoue M. A study of wave-induced vibrations (1st report).—*Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 1970, vol. 137, p. 247—253.
98. Kawakami M., Kiso T. On the wave-induced ship hull vibration.—*Trans. of the West-Japan Society of Naval Architects*, 1970, N 51, p. 31—40.
99. Korvin-Kroukovsky B. V. Theory of seakeeping. Published by SNAME. New York, 1961.
100. Lehman G. Boden Schäden ins Vorschiff und die neuen Verordnungen der Klassifikationsgesellschaften.—*Schiffbau*, 1968, vol. 37.
101. Lewis E. V. Predicting long-term distributions of wave-induced bending moments on ship hulls. Paper N 4, SNAME, spring meeting, Montreal, 1967.
102. Lewis E. V., Dainton I. F. Motion bending moment and shearing force measurements on a destroyer model in waves. Davidson laboratory. Rep. 1959, N 650.
103. Lawison G. R. On the reduction of slamming pressures.—*Trans. RINA*, 1970, vol. 112, p. 285—305.
104. Little R. S., Lewis E. V. A statistical study of wave-induced bending moments on large ocean-going tankers and bulk carriers.—*Trans. SNAME*, 1971, vol. 79, p. 117—158.
105. Makagawa M. and oth. On the strength of container ships.—*Mitsubishi technical bulletin*, 1969, N 57, p. 35.
106. Moeur D. I. Longitudinal bending moments on models in head seas.—*Trans. RINA*, 1967, vol. 109, p. 117—130.
107. Moskowitz L., Pierson W. J., Mohr E. Wave spectra estimated from wave records obtained by the OWS weather explorer and OWS weather reporter. New York university research division. Rep. 1963, Part I; 1963, Part 2; 1965, Part 3.
108. Murray J. M. Corrugation of bottom shell plating.—*Trans. INA*, 1964, vol. 96, p. 184.
109. Murray J. M. Development of basis of longitudinal strength standards for merchant ships.—*Trans. RINA*, 1968, vol. 108, p. 237—244.
110. Nordenstrom N. Further analysis of full-scale measurements of midship bending moments. Chalmers university of technology, 1955.
111. Nordenstrom N. Methods for predicting long-term distributions of wave loads and probability of failure for ships. Det Norske Veritas, Research department. Rep. 1959, N 68, p. 22.
112. Numata E. Longitudinal bending and torsional moments, acting on a ship model at oblique heading to waves.—*Journal of Ship Research*, 1950, N 1, p. 35; 1963, N 4, p. 26.
113. Ochi M. K. Extreme behaviour of a ship in rough seas: slamming and whipping of gross water.—*Trans. SNAME*, 1964, vol. 72, p. 145—224.
114. Ochi M. K. Model experiments on ship strength and slamming in regular waves.—*Trans. SNAME*, 1959, vol. 65, p. 245—383.
115. Ochi M. K. Performance of two hull forms (U and V) in irregular waves.—Symposium on some effects of hull form on ship performance in seaway. SNAME, 1967.
116. Ochi M. K., Bledsoe M. A. A theoretical consideration on impact pressure at ship slamming. David Taylor Model Basin. Rep. 1960, N 1231.

117. Ochi M. K., Motter L. E. A method to estimate slamming characteristics for ship design.—"Marine Technology", 1971, vol. 8, N 2, p. 229—232.
118. Ochi M. K., Motter L. E. Prediction of slamming characteristics and hull responses for ship design.—"Trans. SNAME", 1973, vol. 81, p. 144—176.
119. Parga J. B. The strengthening of bottom forward.—"Trans. RINA", 1960, vol. 107, N 2, p. 167—188.
120. Persson J. Torsion rigidity of box beams having multiple cut-outs.—"Journal of Ship Research", 1968, vol. 1, N 4, p. 15.
121. Pierson W. J., Moskowitz L. A proposed spectra form for fully developed wind seas based on the similarity theory of S. A. Kitaigorodskii.—Technical report for U.S. naval oceanographic office, New York university college of engineering research division, 1962.
122. Pizane J. M. Wave load. A correlation between calculation and measurements at sea.—ISF, 1972, vol. 16, N 216, p. 240—279.
123. Principles of naval architecture. Written by a group of authorities. Editor Cornsack J. P. Published by SNAME, New York, 1967.
124. Proceedings of the 4th ISSC, Tokyo, 1970.
125. Rönt O. Structural problems of ships with large openings.—International marine and shipping conference, section 5, London, 1969.
126. Rules and regulations for the construction and classification of steel ships. Lloyd Register of Shipping, London, 1970.
127. Rules for the construction and classification of steel ships. Det Norske Veritas, Oslo, 1975.
128. Schade H. A. Notes on the primary strength calculation.—"Trans. SNAME", 1963, vol. 71, p. 154—171.
129. Schade H. A. The ship girder with multiple hatch openings under torsion.—"Journal of Ship Research", 1961, June, p. 9—12.
130. Schneider E. Angewandte Berechnung Schiffsfählicher Kasten-träger ohne und mit Zwischendeck bei Drillbeanspruchung.—"Schiff und Hafen", 1960, N 4, 5, 227—338.
131. Schulz H. G. Torsion von Schiffen mit grossen Decksausschnitten.—"Schiffstechnik", 1963, N 40, S. 1—24.
132. Ship design and construction. Written by a group of authorities. Editor D'Arcangelo A. M. Published by SNAME, New York, 1969.
133. Swan W. A. Airlship bending moments for ships in waves.—ISF, 1969, vol. 6, p. 228.
134. Swan W. A., Vossers G. The effect of forebody section shape on ship behavior in waves.—"Trans. RINA", 1961, vol. 103, p. 297—312.
135. Tani F. On the damping force and added mass of ships heaving and pitching.—"Journal of the West-Japan Society of Naval Architects", 1939, vol. 103, July.
136. Tautin G. O. Results of strength tests on the d/s "Kashchegovsk" Rep. to 2 ISSC, committee 3. Proceedings of the 2nd ISSC, Delft, 1964.
137. Taylor K. V. Torsional loads on ships. The present knowledge. Rep. to 4th ISSC, committee 3. Proceedings of the 4th ISSC, Tokyo, 1970.
138. Thein V. A guide for the analysis of ship structures. U. S. Department of commerce. Office of technical service, Washington, 1960.
139. Townsend H. S. Some observations on the shape of ship forebodies with relation to heavy weather. SNAME, New York Metropol section, 1960, April, 26(a).
140. Turnbull J. Longitudinal strength.—"Trans. INA", 1953, vol. 93, p. 163.
141. Vasta J. Lessons learned from full-scale ship structural tests.—"Trans. SNAME", 1968, vol. 86, p. 165—243.
142. Vedeler On the torsion of ships.—"Trans. INA", 1964.
143. Vossers G., Swan W., Rijken H. Vertical and lateral bending moments measurement on series 60 models.—ISF, 1961, vol. 8, p. 302—326.

144. Wachnik Z. G., Schwartz T. M. Experimental determination of bending moments and shear forces in multielemented ship model moving in waves. David Taylor Model Basin Rep. 1953, N 1743.
145. Warnick W. H., St-Denis M. Dutch destroyer trials. Proceedings of the symposium on the behaviour of ship in seaway, vol. 1. Wageningen, 1957.
146. Watanabe Y. On the theory of heave and pitch of a ship. Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Technol. Reports, 1958, vol. 31.
147. Watanabe Y. On slamming.—"Trans. of the Society of Naval Architects of Japan", 1953.
148. Williamson J., Hoffman D. Discussion to the report of the committee 3 of 3rd ISSC. Proceedings of the 3rd ISSC, Oslo, 1967.
149. Yoshiki M., Yamamoto Y., Fujita Y. On slamming of wooden model.—"Trans. of the Society of Naval Architects of Japan", 1954.

Сокращения, аббревиатура японских терминов

- ABS—American Bureau of Shipping.
 ES—European Shipbuilding.
 INA—The Institution of the Naval Architects.
 ISF—International Shipbuilding Progress.
 ISSC—International Ship Structures Congress.
 NECIES—North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders.
 Rep.—Report.
 RINA—The Royal Institution of Naval Architects.
 SNAME—The Society of Naval Architects.
 Trans.—Transactions.

Николай Григорьевич ЛЕВОН

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА
МОРСКИХ СУДОВ**

Часть 2

Нагрузки на корпус судна
на регулярном волнении.
Обеспечение общей прочности корпуса

Редакторы: Т. Г. Крив, В. М. Шапова
Технический редактор Р. К. Чистюкова
Художественная редакция:
В. Т. Лопачева, В. А. Пуриной
Корректоры: И. П. Острогорова, А. Б. Соколова
Художник Ю. В. Селюккин

ИБ № 282

Сдана в набор ВУ 1977 г. Подписано в печать 03.10.77 г. 44 418/82. Формат 60х90. Бумага тип. № 2. Печ. л. 26,5. Уч.-изд. л. 29,1. Изд. № 5/3-75. Тираж 400 экз. Заказ № 217. Цена 1 р. 20 к.

Издательство «Судостроение»
19008, Ленинград, ул. Гоголя, 3.

Экспертная типография № 8 Санкт-Петербургского
государственного комитета Совета Министров
СССР по делам культуры, литературы
и издательского дела.
19008, Ленинград, Причальный пер., 3.

**В 1978 ГОДУ
ИЗДАТЕЛЬСТВО
«СУДОСТРОЕНИЕ»
ВЫПУСТИТ
НОВЫЕ КНИГИ:**

АМЕЛЬЯНОВИЧ К. К., ВЕРНИКОВ В. Д., ПРОКОПОВИЧ И. Е. Прочность судовых железобетонных конструкций.
175 л. с. ил.

Рассмотрены результаты исследований физических свойств бетона и железобетона как судостроительного материала. Приведены экспериментальные данные о прочности, деформации и разрушении судостроительного бетона, в том числе при сложном напряженном состоянии, и рассмотрены особенности деформационных процессов в бетоне (ползучесть, усадка, набухание во времени уруго-прочностных характеристик). Представлены общие методы расчета железобетонных конструкций, основные положения расчета и нормы прочности судовых конструкций из железобетона, а также комплектный (сталежелезобетонный) судовых конструкций. Издание иллюстрировано численными примерами и задачами, представляющими интерес для судостроителей.

Книга предназначена для инженерно-проектировщиков, научно-технических работников, занимающихся железобетонным судостроением, а также может быть использована преподавателями и студентами кораблестроительных вузов и факультетов.

БАГАНОВ А. М. Проектирование скоростных судов. Учебник.
18 л. с. ил.

Книга написана в соответствии с программой курса «Особенности проектирования скоростных судов» в рамках общей дисциплины «Проектирование судов». В ней приведены общие сведения о транзитных скоростных судах (линеоэкспрессах, наплывных крыльях и на воздушной подушке), изложены основы теории движущих судов, особенности расчетов по теории и спроектированной модели корабля, рассмотрены приемы выбора архитектурно-компоновочных схем, главных размер-

ий, энергетического оборудования, специальных устройств и других элементов проектируемого судна. Представлены также справочно-конструктивные данные.

Учебник рассчитан на студентов старших курсов кораблестроительных курсов и факультетов, может быть полезен также работникам проектно-конструкторских бюро, связанным с проектированием скоростных судов.

БРОНСКИЙ А. И. Корпусные конструкции судов промышленного флота. 14 д. с ил.

Рассмотрены особенности проектирования конструкций промышленных судов, обусловленные спецификой их эксплуатации, установкой промышленного и перерабатывающего оборудования, строгими требованиями к надежности и производственной санитарии. Даны обоснования выбора нормативов и критериев выбора к выбору конструктивных оформлений и размеров связей, которые обеспечивают общую и местную прочность корпуса судна при плавании на волнении и швартовке в море, а также прочность конструкций, расположенных в районах проведения промышленных операций, переработки и хранения груза.

Книга предназначена для инженерно-технических работников конструкторских бюро и заводов, занимающихся строительством и ремонтом судов промышленного флота, и может быть полезна студентам кораблестроительных вузов и техникумов.

ВАСИЛЬЕВ А. Л. Стандартизация в судостроении. 12 д. с ил.

Книга посвящена одному из актуальных вопросов судостроения — стандартизации. В ней изложены основы стандартизации как действенного средства снижения стоимости и повышения качества корпусных конструкций.

Основное внимание уделено методам решения задач комплексной стандартизации в судостроении и практическому их применению при решении вопросов общего проектирования; описаны ограничения возможностей стандартизации, обусловленные особенностями судостроительного производства.

Рассмотрены вопросы экономической эффективности комплексной стандартизации в судостроении, даны критерии оценки экономической целесообразности унификации и стандартизации корпусов судов и их элементов.

Книга является пособием для студентов НИИ, ВУЗ и заводов, а также студента судостроительных вузов.

ГУРОВИЧ А. Н., АСИНОВСКИЙ В. И. Специализированные суда прибрежного и портового плавания. 16 д. с ил.

Основными особенностями проектирования специализированных и вспомогательных специализированных судов, предназначенных для работы в портах и на рейсах. Рассмотрены требования к компоновке и выбору типовых элементов судов, методы определения ходовых, маневренных и моральных характеристик. Дано описание конструктивных особенностей корпуса, судовой и спидальной устройств, силовых установок и энергетических установок.

Книга рассчитана на широкий круг судостроительной, проектировочной и конструкторской. Она может быть также использована эксплуатационным персоналом судов морского назначения флота и студентами кораблестроительных вузов.

Маневровые суда. Под общ. ред. В. А. Дубровского. 20 д. с ил.

Первое и ответственное и мировое значение обобщает материалы по тактико-техническому обоснованию многокорпусных судов с использованием параметрического метода. Основным методом проектирования объективности, антропоцентричности, ходовости, качества управления и прочности этих судов и их особенностей.

Книга предназначена для инженеров и научных работников предприятий и организаций судостроительной промышленности, а также студентов и конструкторов кораблестроительных вузов.

РАКОВ А. И. Оптимизация основных характеристик и элементов промышленных судов. 18 д. с ил.

В монографии рассматриваются методы оптимизации основных характеристик и элементов добывающих судов прибрежного промысла, траулеров — звенов автономного промысла, добывающих и обрабатывающих суда прибрежного флота и судов вспомогательного плавания. Приведены численные примеры, иллюстрирующие особенности применения

предлагается метод для различных типов судов флота рыбной промышленности.

Книга предназначена для инженерно-технических работников проектных институтов, КБ, управлений, рыбной промышленности и заводов, связанных с проектированием, постройкой и эксплуатацией промысловых судов.

ПОСЛУДОВ П. И. Выбор на ЭВМ оптимальных элементов грузовых судов внутреннего плавания. 5 л. с. ил.

В брошюре рассмотрены постановка задачи выбора элементов судна, изложены особенности математической модели, метод поиска оптимума. Описаны компьютерные программы расчета грузовых судов внутреннего и смешанного плавания, в том числе балластными танкерами. Дана оценка эффективности использования ЭВМ для оптимизации элементов судна.

Предназначена для инженерно-технических работников проектно-конструкторских и инженерно-технических организаций судостроительной промышленности и рыбного флота.