



ПРАВИЛА КЛАССИФИКАЦИИ МОРСКИХ СУДОВ

Часть 7

Механические установки

Kazakhstan Marine Lloyd Limited

Астана, Республика Казахстан

2026 г.

7. МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

1 Общие положения

1.1 Область распространения

1.1.1 Настоящая часть Правил распространяется на судовые механические установки, оборудование машинных помещений, валопроводы, движители и запасные части.

1.1.2 Требования настоящей части Правил составлены исходя из условия, что температура вспышки паров топлива, используемого на судах неограниченного района плавания, для двигателей и котлов не ниже $+60^{\circ}\text{C}$, а для аварийных дизель-генераторов не ниже $+43^{\circ}\text{C}$. Применение топлива с температурой вспышки паров ниже $+60^{\circ}\text{C}$, но не ниже $+43^{\circ}\text{C}$, может быть допущено на судах ограниченного района плавания при условии, что температура воздуха в помещениях, где хранится или используется топливо, будет на 10°C ниже температуры вспышки топлива и будут приняты необходимые дополнительные конструктивные мероприятия по противопожарной защите судна, которые в каждом случае являются предметом специального рассмотрения Обществом. Температура вспышки паров топлива, применяемого на судах на подводных крыльях (см. 2.7.1 части 6 «Противопожарная защита»), должна быть не менее 43°C . Помещения, в которых хранится или используется топливо, должны надежно вентилироваться. Должны быть приняты меры к тому, чтобы температура в этих помещениях во всех условиях эксплуатации судна была, по крайней мере, на 10°C ниже температуры вспышки паров топлива.

1.2 Определения и пояснения.

Определения и пояснения, относящиеся к общей терминологии Правил, приводятся в «Общих положениях о надзорной деятельности». В настоящей части Правил приняты следующие определения.

Вспомогательные механизмы - механизмы, обеспечивающие работу главных механизмов, снабжение судна электроэнергией и другими видами энергии, а также функционирование систем и устройств, поднадзорных Обществу.

Выход - отверстие в переборке или палубе, снабженное закрытием и предназначенное для прохода людей.

Выходной путь - путь, ведущий от самого нижнего уровня настила машинного помещения к выходу из этого помещения.

Главные механизмы - механизмы, предназначенные для приведения в действие движителей.

Дистанционное управление - дистанционное изменение числа оборотов и направления вращения, а также дистанционный пуск и остановка механизмов.

Машинные помещения - помещения, в которых расположены главные и вспомогательные механизмы, валопроводы, котлы, насосы, генераторы, оборудование для вентиляции и кондиционирования воздуха, мастерские, станции приема топлива и иные подобные помещения, а также шахты этих помещений.

Машинное отделение - машинное помещение, в котором находятся главные механизмы, а на судах с гребными электрическими установками - главные генераторы.

Местный пост управления - пост, оборудованный органами управления, контрольно-измерительными приборами и средствами связи, предназначенными для управления; расположенный вблизи механизма или непосредственно на нем.

Нефтеналивное судно - грузовое судно, предназначенное для перевозки наливом нефти или нефтепродуктов (включая нефтенавалочник) с температурой вспышки ниже 60°C .

Оборудование - различного рода фильтры, теплообменные аппараты, цистерны и другие устройства, служащие для обеспечения нормальной работы механической установки.

Общий пост управления - пост, предназначенный для одновременного управления двумя или несколькими главными механизмами, оборудованный контрольно-измерительными приборами, приборами предупредительной сигнализации и при необходимости средствами связи.

Расчетная (номинальная) мощность - максимальная не ограниченная по времени мощность, принимаемая в расчетах, регламентируемых Правилами, и указываемая в документах, выдаваемых Обществом.

Расчетное (номинальное) число оборотов - число оборотов, соответствующее расчетной мощности.

ЦПУ (центральный пост управления) - помещение, в котором расположены органы дистанционного управления главными и вспомогательными механизмами, ВРШ и крыльчатыми движителями, контрольно-измерительные приборы, приборы аварийно-предупредительной сигнализации и средства связи.

1.3 Объем освидетельствования.

1.3.1 Общие положения, относящиеся к порядку классификации, освидетельствованию за постройкой и к освидетельствованиям, а также требования к технической документации, предъявляемой на рассмотрение и одобрение Обществу, изложены в части 1 «Классификация» и в «Общих положениях о деятельности».

1.3.2 Детали, указанные в табл. 1.3.2, в процессе изготовления, подлежат контролю Общества в отношении выполнения требований части 13 «Материалы» и части 14 «Сварка», а также соответствия их одобренной Обществом технической документации, указанной в 4.1.8 части 1 «Классификация». Прочностные характеристики материалов, применяемых для валопровода, указаны в 2.5.1, а для гребных винтов - в табл. 3.4. Запасные части, указанные в 5.2, в процессе изготовления подлежат контролю Общества по перечням, указанным в табл. 1.3.2 настоящей части Правил, табл. 1.2.5 части 9 «Механизмы» и в табл. 1.3.3 части 10 «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением». Применение материалов, не указанных в табл. 1.3.2, является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

Таблица 1.3.2*

Порядковый номер	Наименование	Материал	Категория материала ¹	Группа испытаний ¹	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	Валопроводы				
1.1	Валы - упорные, промежуточные и гребные	Сталь кованая ²	1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-6 (табл. 3.7.3.2-1)	II.3 (табл. 3.7.6)	См. 2.5.1
1.2	Полумуфты соединительные	То же	1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-6 (табл. 3.7.3.2-1)	II.3 (табл. 3.7.6)	
		Сталь литая	2-4 (табл. 3.8.3)	II (табл. 3.8.6)	
1.3	Болты соединительных фланцев	Сталь кованая ²	1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-6 (табл. 3.7.3.2-1)	II.4 (табл. 3.7.6)	
1.4	Облицовки гребных валов	Бронза	2 (табл. 4.2.2)	II (табл. 4.2.4)	См. 2.4.3.2
1.5	Дейдвудные трубы	Сталь литая	1-4 (табл. 3.8.3)	I (табл. 3.8.6)	
		Сталь листовая	A, B, D, E (табл. 3.2.2-1)	3.2 часть XIII	
		Чугун	1-5 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)	
1.6	Корпуса подшипников упорных и опорных		То же	То же	

Продолжение табл. 1.3.2*

Порядковый номер	Наименование	Материал	Категория материала ¹	Группа испытаний ¹	Примечание
1	2	3	4	5	6
1.7	Втулки подшипников дейдвудные и кронштейнов	Цветной сплав Чугун	3-5 (табл. 4.2.2) 1-5 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	II (табл. 4.2.4) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)	
2	Двигатели ³				
2.1	Гребные винты цельнолитые, лопасти и ступицы сборных винтов	Сталь литая Цветной сплав Чугун	См. табл. 3.4	II или III (табл. 3.8.6) III (табл. 4.2.4) II или III (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)	
2.2	Детали крепления лопастей	Цветной сплав Нержавеющая сталь	8-10 (табл. 4.1.2) По согласованию с	III (табл. 4.1.5-1) Обществом	

¹ В скобках указаны номера таблиц части 13 «Материалы».

² Вместо ковальной стали может применяться прокат диаметром до 150 мм.

³ Номенклатура, материал и группы испытаний деталей ВРШ, винтов средств активного управления судами и крыльчатых двигателей являются в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

1.3.3 Освидетельствованию Общества подлежит монтаж механического оборудования машинных помещений, а также испытания следующих составных частей механической установки:

- главных механизмов, их редукторов и муфт;
- вспомогательных ДВС, турбин и паровых машин, их редукторов и муфт;
- котлов, теплообменных аппаратов и других сосудов, находящихся под давлением;
- вспомогательных механизмов;
- систем управления, контроля и сигнализации механической установки;
- валопроводов и двигателей.

1.4 Мощность главных механизмов.

1.4.1 Мощность главных механизмов судов с ледовыми усилениями должна быть не менее определенной по формулам:

$P = 0,35\Delta + 1000$ - для категории II, но может быть не более 11 000 кВт;

$P = 0,30\Delta + 500$ - для категории ICE CLASS 1C, но может быть не более 13600 кВт;

$P = 0,25\Delta$ - для категории ICE CLASS IB, но может быть не более 16100 кВт;

$P = 0,40\Delta + 1500$ - для категории ICE CLASS IA, но может быть не более 18700 кВт;

где P - минимальная допускаемая мощность на валу, кВт;

Δ - водоизмещение судна по летнюю грузовую ватерлинию в пресной воде, т.

Во всех случаях мощность главных механизмов должна быть:

10000 - для судов ледового класса PC1;

7200 - для судов ледового класса PC2;

5000 - для судов ледового класса PC3;

3500 - для судов ледового класса PC4;

2600 - для судов ледового класса PC5;

1000 - для судов ледового класса PC6, PC7, ICE CLASS IA Super, ICE CLASS IA, ICE CLASS IB, ICE CLASS IC.

Для судов, оборудованных винтом регулируемого шага, мощность главных механизмов может быть уменьшена на 10%. На судах, имеющих в качестве главных механизмов паровые турбины, мощность турбин заднего хода должна составлять не менее 70% мощности турбин переднего хода, определенной по указанным выше формулам. Мощность главных механизмов ледоколов и судов с ледовым усилением категории является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

1.4.2 На судах с ледовыми усилениями использование турбин в качестве главных механизмов допускается при условии применения электрогребной установки или устройств, предохраняющих турбины и зубчатые передачи от ударных нагрузок.

1.4.3 Мощность главных механизмов судов технического флота неограниченного района плавания и ограниченного района плавания I должна обеспечивать скорость хода судна не менее 7 уз.

1.4.4 Механическая установка судна должна обеспечивать возможность работы на задний ход для необходимой маневренности судна при всех нормальных условиях эксплуатации.

1.4.5 Главные механизмы должны обеспечивать при установившемся свободном заднем ходе судна скорость в соответствии с положениями 5.4 «Испытания заднего хода» стандарта ISO 19019:2005.

1.4.6 В механических установках с реверсивными передачами или ВРШ, а также в гребных электрических установках работа на задний ход не должна приводить к перегрузке главных механизмов.

1.4.7 Форсированные, высокооборотные двигатели (свыше 1400 об/мин), повышенная шумность которых будет создавать затруднения в непосредственном (с местных постов) управлении и контроле за работой, могут быть одобрены Обществом для использования их в качестве главных двигателей на морских судах при условии, если будет обеспечен дистанционный контроль и управление, исключающие необходимость постоянного присутствия обслуживающего персонала в машинном отделении. Применяемые при этом средства дистанционного контроля и управления должны отвечать требованиям части 15 «Автоматизация».

1.5 Количество главных котлов.

На судах неограниченного района плавания количество главных котлов, как правило, должно быть не менее двух. Возможность применения паросиловой установки с одним главным водотрубным котлом является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

1.6 Условия окружающей среды.

1.6.1 Работа при кренах и дифферентах.

Главные и вспомогательные механизмы, а также регламентируемые Правилами системы, обеспечивающие движение и безопасность судна, должны сохранять работоспособность при следующих условиях: длительный крен 15°; длительный дифферент 5°; бортовая качка $\pm 22,5^\circ$ с периодом 7-9 с; килевая качка $\pm 7,5^\circ$, а также при совместном действии бортовой и килевой качки. Аварийные источники электроэнергии дополнительно к указанному должны одновременно сохранять длительную работоспособность при одновременном действии крена 22,5° и дифферента 10°.

1.6.2 Температуры окружающей среды.

Закрытые помещения от 0 до +45 °С.

Места, подверженные воздействию температур выше 45 и ниже 0 °С В соответствии с местными условиями.

Открытые палубы от -25 до +45 °С.

1.7 Устройства управления главными механизмами.

1.7.1 Конструкция и расположение пусковых и реверсивных устройств должны обеспечивать возможность пуска и реверсирования каждого механизма одним человеком.

1.7.2 Направление перемещения рычагов и маховиков управления должно обозначаться стрелками и соответствующими надписями.

1.7.3 Перемещение рычагов управления главными механизмами в направлении от себя и вправо или вращение штурвала по часовой стрелке в постах управления на ходовом мостике должно соответствовать движению судна в направлении переднего хода.

1.7.4 Конструкция устройств управления должна исключать возможность самопроизвольного изменения заданного им положения.

1.7.5 Устройства управления главными механизмами должны блокироваться таким образом, чтобы исключалась возможность пуска этих механизмов при включенных валоповоротных устройствах.

1.7.6 Рекомендуются блокировка машинного телеграфа с пусковыми и реверсивными устройствами, исключающая возможность работы механизма в направлении, отличном от заданного.

1.8 Посты управления.

1.8.1 Посты управления главными механизмами и движителями на ходовом мостике, а также ЦПУ при любом виде дистанционного управления должны быть оборудованы:

тахометрами и приборами, показывающими направление вращения главных механизмов и гребных винтов;

сигнализацией, извещающей о готовности к работе главных механизмов и систем дистанционного управления;

сигнализацией, указывающей, с какого поста ведется управление;

устройством для экстренной остановки главных механизмов;

средствами связи (по 1.9);

устройством принудительного отключения автоматической защиты главных механизмов, за исключением защиты по предельному числу оборотов;

для установок с ВРШ, кроме того, приборами, указывающими положение лопастей, сигнализацией минимального давления в гидросистеме и сигнализацией о перегрузке главного двигателя, если не выполнена рекомендация 3.6.3.

1.8.2 В установках, состоящих из нескольких главных механизмов, работающих на один валопровод, должен быть предусмотрен общий пост управления.

1.8.3 При дистанционном управлении следует также предусмотреть местные посты управления механизмами и движителями. При дистанционном управлении с помощью механических связей по согласованию с Обществом местные посты могут не предусматриваться.

1.8.4 Посты управления, расположенные на крыльях ходового мостика, должны быть связаны с постом управления на ходовом мостике так, чтобы управление с каждого поста осуществлялось без переключения. Посты управления, расположенные на других палубах или в отдаленных от ходового мостика местах, должны быть отключаемыми и иметь блокировку, исключающую одновременное управление с разных постов.

1.8.5 Дистанционное управление главным двигателем с ходового мостика должно осуществляться, как правило, при помощи одного элемента управления (рычага, маховика, ручки телеграфа). В установках с ВРШ может применяться система с двумя элементами управления; при этом возможность непредвиденной остановки главного двигателя должна быть исключена.

1.8.6 Центральные посты управления плавучих доков должны быть оборудованы:
органами управления насосами и приемно-отливной арматурой балластной системы;
приборами для контроля крена, дифферента и прогиба дока;
сигнализацией работы насосов и положения («открыто», «закрыто») приемно-отливной арматуры балластной системы;
сигнализацией предельных крена и дифферента;
указателями уровня воды в балластных отсеках;
средствами внутривоковой связи.

1.9 Средства связи.

1.9.1 Каждый пост управления главными механизмами и движителями должен быть оборудован не менее чем двумя средствами двусторонней связи с ходовым мостиком. Одним из этих средств должен быть машинный телеграф, а вторым - переговорное устройство. Допускается установка одного переговорного устройства на два поста управления, расположенных близко друг от друга. На судах с дистанционным управлением главными механизмами с ходового мостика достаточно иметь одно средство связи между ходовым мостиком и машинным отделением.

1.9.2 Должна быть предусмотрена двусторонняя связь между машинным отделением, помещениями вспомогательных механизмов и котельным помещением, а на танкерах, кроме того, - между машинным отделением и насосными помещениями.

1.9.3 Машинные телеграфы должны быть оборудованы звуковым сигналом, который должен быть хорошо слышен в любом месте машинного отделения при работающих механизмах и по тону звука должен отличаться от других сигналов в данном машинном отделении. Рекомендуются машинные телеграфы оборудовать также и световым сигналом.

1.9.4 При установке переговорных аппаратов должны быть приняты меры по обеспечению хорошей слышимости при работающих механизмах.

1.9.5 ЦПУ плавучих доков должны быть оборудованы средствами связи в соответствии с 2.21.9.1 части 11 «Электрическое оборудование».

1.10 Контрольно-измерительные приборы.

1.10.1 Контрольно-измерительные приборы, за исключением жидкостных термометров, должны быть проверены компетентными органами. Манометры должны также удовлетворять требованиям, указанным в 3.3.5 и 6.3.9 части 10 «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением» и 1.4.3 части 12 «Холодильные установки».

1.10.2 Запретные зоны оборотов должны быть отмечены хорошо видимой краской на шкалах тахометров.

1.11 Автоматизированные механические установки и системы дистанционного управления.

Автоматизированные механические установки и системы дистанционного управления главными и вспомогательными механизмами должны удовлетворять соответствующим требованиям, изложенным в части 15 «Автоматизация».

1.12 Машинные помещения.

1.12.1 Главные и вспомогательные механизмы должны размещаться в машинных помещениях таким образом, чтобы из их постов управления и мест обслуживания были обеспечены свободные проходы к выходным путям. Ширина проходов на всей своей длине должна быть не менее 600 мм. На судах валовой вместимостью менее 1000 ширина проходов может быть уменьшена до 500 мм. Ширина проходов вдоль распределительных щитов должна соответствовать требованиям, изложенным в 2.4.2 части 11 «Электрическое оборудование».

1.12.2 Ширина трапов на выходных путях и ширина дверей в выходах должны быть не менее 600 мм. На судах валовой вместимостью менее 1000 ширина трапов может быть уменьшена до 500 мм.

1.12.3 Каждое машинное отделение, помещения, в которых установлены паровые котлы, вспомогательные двигатели внутреннего сгорания, а также туннели валопроводов и трубопроводов должны иметь не менее двух выходных путей, через которые обеспечивается выход на палубы к спасательным шлюпкам и плотам. Эти выходные пути должны отстоять как можно дальше друг от друга и состоять из стальных трапов, ведущих к дверям выхода из этих помещений. Один из выходных путей может вести через стальную дверь, управляемую с обеих сторон, в помещение, из которого имеется самостоятельный выходной путь. Защита этих трапов от огня на пассажирских судах, перевозящих более 36 пассажиров, должна удовлетворять 2.2.1.7 части 6 «Противопожарная защита». Выходы из туннелей валопроводов, а также коридоров трубопроводов, проходящих в междудонном пространстве, если они не ведут в машинное помещение, должны быть заключены в водонепроницаемые шахты, доведенные до палубы переборок. Двери из туннелей валопроводов и коридоров трубопроводов, ведущие в машинные помещения, должны удовлетворять 7.12 части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

1.12.5 Если два смежных машинных помещения сообщаются при помощи дверей и каждое из этих помещений имеет только по одному выходному пути через шахту, то эти пути должны быть расположены по противоположным бортам.

1.12.6 Выходы из грузовых насосных помещений должны вести непосредственно на открытую палубу. Выходы в другие машинные помещения не допускаются.

1.12.7 Выходы из машинных помещений должны вести в такие места, из которых имеются свободные пути на открытую палубу.

1.12.8 Все двери, а также крышки сходных и световых люков, через которые возможен выход из машинных помещений, должны открываться и закрываться как изнутри, так и снаружи. Крышки световых люков, не предназначенных для выхода, должны иметь по крайней мере устройства для закрывания их снаружи. Двери и крышки люков насосных помещений на нефтеналивных судах должны открываться и закрываться как изнутри, так и снаружи, а конструкция их должна исключать возможность искрообразования.

1.12.9 Все машинные помещения должны быть оборудованы системой вентиляции, удовлетворяющей требованиям раздела 7 части 8 «Системы и трубопроводы».

1.12.10 Машинные помещения на нефтеналивных судах не должны располагаться над грузовыми и сливными цистернами, их коффердамами, а также над грузовыми насосными отделениями. Для вывода приводных валов грузовых насосов допускается располагать машинные помещения частично над грузовыми насосными отделениями (см. также 2.4.13 части 6 «Противопожарная защита»).

1.13 Расположение механизмов и оборудования

1.13.1 Расположение механизмов, котлов, оборудования, трубопроводов и арматуры должно обеспечивать свободный доступ к ним для обслуживания и аварийного ремонта; при этом должны быть также выполнены требования, изложенные в 1.12.1.

1.13.2 Расстояние от наружной поверхности изоляции котлов до стенок цистерн жидкого топлива и масла должно, как правило, быть не менее 600 мм. При хранении топлива в междудонном пространстве под водотрубными котлами расстояние между обшивкой котла и настилом второго дна должно быть не менее 750 мм. Перед фронтом котлов не должны размещаться лазы для доступа в топливные танки.

1.13.3 Вспомогательные котлы, устанавливаемые в одном помещении с ДВС, должны быть в районе топочного устройства ограждены металлической выгородкой или должны быть приняты другие меры, предохраняющие оборудование этого помещения от воздействия пламени в случае его выброса из топочного устройства.

1.13.4 Вспомогательные котлы, работающие на жидком топливе, расположенные на платформах или промежуточных палубах не в водонепроницаемых выгородках, должны ограждаться нефтенепроницаемыми комингсами высотой не менее 200 мм.

1.13.5 Топливные цистерны, как правило, не должны размещаться над трапами, главными механизмами, паровыми котлами, газовыхлопными трубами, дымоходами, электрическим

оборудованием, а также над постами управления главными механизмами. При необходимости размещения цистерн над указанным оборудованием под вкладными цистернами под всей площадью днища должны предусматриваться поддоны, а цистерны в составе корпуса в этом случае должны быть оборудованы поддоном по периметру. Поддоны должны быть оборудованы комингсами достаточной высоты. На пассажирских судах, перевозящих более 36 пассажиров, топливные цистерны, за исключением цистерн в междудонном пространстве, насколько это практически осуществимо, не должны располагаться в машинных помещениях. Если эти цистерны примыкают к таким помещениям, то предпочтительно, чтобы они имели с ними минимальную смежную поверхность и доводились до настила второго дна. Как правило, следует избегать применения вкладных цистерн, но если такие цистерны применяются, они не должны располагаться в указанных машинных помещениях.

1.13.6 Механизмы, служащие для привода грузовых насосов и вентиляторов насосных помещений на нефтеналивных судах, за исключением паровых, рабочая температура которых не превышает 220° С, и гидравлических двигателей, не допускается устанавливать в грузовых насосных помещениях. Эти механизмы могут устанавливаться в оборудованных искусственной вентиляцией помещениях, смежных с насосным помещением, или расположенных внутри него в газонепроницаемых выгородках и не имеющих выходов в насосное помещение. Приводные валы грузовых насосов в местах прохода через переборки или палубы должны снабжаться газонепроницаемыми уплотнительными сальниками, имеющими эффективную смазку, подводимую извне насосного помещения. Насколько это практически осуществимо, конструкция сальника должна исключать возможность его перегрева. Детали сальника, которые могут соприкасаться в случаях расцентровки приводного вала или повреждения подшипников, должны быть изготовлены из материалов, исключающих возможность искрообразования. Если в сальниках применяются сильфоны, они должны быть испытаны пробным давлением.

1.13.7 Компрессоры воздуха должны устанавливаться в таких местах, где всасываемый воздух минимально загрязнен парами горючих жидкостей.

1.14 Установка механизмов и оборудования.

1.14.1 Механизмы и оборудование, входящие в состав механической установки, должны устанавливаться и закрепляться на прочных и жестких фундаментах. Конструкция фундаментов должна соответствовать требованиям, изложенным в 2.16 части 2 «Корпус». Малогабаритные механизмы и оборудование могут устанавливаться непосредственно на платформах или настиле второго дна на наварышах.

1.14.2 Котлы должны устанавливаться на фундаментах так, чтобы их сварные соединения не располагались на опорах.

1.14.3 Для предохранения котлов от смещения должны быть предусмотрены соответствующие упоры и штормовые крепления; при этом должна быть предусмотрена возможность тепловых удлинений корпуса котла.

1.14.4 Установка механизмов и другого оборудования на наружной обшивке, водонепроницаемых переборках, стенках туннеля валопровода и на стенках цистерны жидкого топлива или масла допускается при условии крепления их к ребрам жесткости или на кронштейнах, приваренных к обшивке в районе ребер жесткости.

1.14.5 При необходимости установки механизмов на амортизаторах конструкция последних должна быть одобрена Обществом.

1.14.6 Главные механизмы, их передачи, упорные подшипники валопроводов должны полностью или частично крепиться к судовым фундаментам плотно пригнанными болтами. Вместо таких болтов могут применяться специальные упоры. Там, где это необходимо, плотно пригнанные болты должны применяться для крепления вспомогательных механизмов к фундаментам.

1.14.7 Болты, крепящие главные и вспомогательные механизмы, подшипники валопровода к судовым фундаментам, а также болты, соединяющие части валопровода, должны быть надежно застопорены для предотвращения самопроизвольного ослабления.

1.14.8 Механизмы с горизонтальным расположением вала следует устанавливать параллельно диаметральной плоскости судна. Установка таких механизмов в ином направлении допустима при условии, что их конструкция приспособлена к работе в условиях, оговоренных в 1.6.

1.14.9 Механизмы для привода генераторов должны устанавливаться на общих фундаментах с генераторами.

2 Валопрыводы.

2.1 Общие указания.

Минимальные размеры диаметров валов без учета припуска на последующую проточку валов в период эксплуатации определяются приведенными в настоящем разделе формулами.

Диаметры валов, определяемые согласно 2.2, 2.3 и 2.4, для судов смешанного плавания и ограниченных районов плавания II, III и IV могут быть уменьшены на 5%.

2.2 Промежуточный вал.

2.2.1 Диаметр промежуточного вала $d_{пр}$ (в мм) должен быть не менее определенного по формуле:

$$d_{пр} = 93 \sqrt[3]{P/n(1+k)}$$

где P - расчетная (номинальная) мощность на промежуточном валу, кВт;

n - расчетное (номинальное) число оборотов промежуточного вала, об/мин;

2.3 Упорный вал.

Диаметр упорного вала $d_{уп}$ (в мм) должен быть не менее определенного по формуле:

$$d_{уп} = 1,1 d_{пр},$$

где $d_{пр}$ - диаметр промежуточного вала, определенный по формуле (2.2.1).

Диаметр упорного вала за пределами упорного подшипника может быть постепенно уменьшен до диаметра промежуточного вала.

2.4 Гребной вал.

2.4.1 Диаметр гребного вала d_g (в мм) должен быть не менее определенного по формуле:

$$d_g = 1,12 d_{пр} + kD,$$

где $d_{пр}$ - диаметр промежуточного вала, определенного по формуле (2.2.1);

$k = 7$ - для вала со сплошной облицовкой и для вала без облицовки с масляной смазкой дейдвудных подшипников;

$k = 10$ - для вала без сплошной облицовки;

D - диаметр гребного винта, м.

Диаметр носовой части гребного вала на участке от дейдвудного сальника до фланца (или муфты) может быть постепенно уменьшен до величины, равной 1,05 диаметра промежуточного вала.

2.4.2 Конус гребного вала под гребной винт при применении шпонки должен выполняться с конусностью не более 1 : 12. Окончание шпоночного паза на конусе вала под гребной винт на валах диаметром 100 мм и более должно иметь ложкаобразную форму. Верхние кромки паза со стороны большего основания конуса должны быть плавно закруглены. Нижние кромки паза должны быть закруглены радиусом, равным примерно 0,01 диаметра гребного вала, но не менее 1,0 мм. Начало шпоночного паза должно находиться на расстоянии не менее 0,2 диаметра гребного вала от большего основания конуса.

2.4.3 Защита гребного вала от коррозии.

Гребные валы должны быть надежно защищены от соприкосновения с морской водой.

Облицовка гребных валов должна изготавливаться из сплавов, обладающих высокой коррозионной стойкостью в морской воде.

Толщина бронзовой облицовки вала s (в мм) должна быть не менее определенной по формуле:

$$s = 0,03d_d + 7,5$$

где d_d - действительный диаметр гребного вала, мм. Толщина облицовки между подшипниками может быть уменьшена до $0,75s$.

Рекомендуется применение сплошных облицовок. Облицовки, состоящие из отдельных частей, должны соединяться при помощи сварки или иным одобренным Обществом способом. Стыки сварных швов рекомендуется располагать вне рабочих мест облицовки. При несплошных облицовках участок вала между облицовками должен быть защищен от воздействия морской воды одобренным Обществом способом.

Во избежание попадания воды на конус гребного вала должны быть предусмотрены уплотнения.

При масляной смазке дейдвудных подшипников должны применяться уплотнения одобренной Обществом конструкции.

2.4.4 На судне с двумя и более гребными валами должны предусматриваться устройства, препятствующие при поломке выходу гребного вала из дейдвудного сальника, или другие устройства, предотвращающие затопление машинного отделения в случае потери гребного вала.

2.5 Материал валов.

2.5.1 Промежуточные, гребные и упорные валы должны изготавливаться из стали с временным сопротивлением от 400 до 800 МПа. Применение сталей с другими характеристиками является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

2.5.2 При применении для валопроводов легированной стали, в том числе коррозионностойкой или высокой прочности, Обществу должны быть представлены данные по химическому составу, механическим и специальным свойствам, подтверждающие возможность ее применения по назначению.

Промежуточные, упорные и гребные валы, а также соединительные болты (шпильки) могут быть изготовлены из катаной стали в соответствии с части 13 «Материалы».

2.6 Валы судов с ледовыми усилениями.

2.6.1 Расчетные диаметры валов для судов с ледовыми усилениями должны быть увеличены согласно табл. 2.6.1. Диаметры валов ледоколов и судов с ледовыми усилениями категории являются в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

Таблица 2.6.1

	Увеличение диаметра вала, %							
	ICE CLASS 1C; II; III	ICE CLASS IB	PC 6; PC 7; ICE CLASS IA Super; ICE CLASS IA	PC 5	PC 4	PC 3	PC 2	PC 1
Промежуточный и Упорный	0	4	8	12	13.5	15	Отдельное согласование с Обществом	
Гребной	5	8	15	20	25	30		

2.7 Отверстия и вырезы в валах.

2.7.1 Диаметр осевого отверстия в полых валах должен составлять не более 0,4 наружного диаметра данного вала. Если диаметр отверстия больше, то наружный диаметр должен быть увеличен до такого размера, чтобы момент сопротивления сечения вала был равен, по крайней мере, моменту сопротивления полого вала с наружным диаметром, определенным по соответствующей формуле, и отверстием, равным 0,4 этого наружного диаметра.

2.7.2 Если на валу выполнено радиальное отверстие, то диаметр вала должен быть увеличен на длине, равной не менее чем 7 диаметрам отверстия. Отверстие должно находиться в середине длины утолщенной части вала, а его диаметр не должен превышать 0,2 увеличенного диаметра вала. Во всех случаях независимо от диаметра отверстия диаметр вала должен быть увеличен не менее чем на 20%. Кромки отверстия должны быть закруглены радиусом не менее 0,35 диаметра отверстия, а поверхность отверстия должна быть тщательно отшлифована.

2.7.3 Диаметр вала, в котором выполнен продольный вырез, должен быть не менее определенного по формуле:

$$d \geq 1,2 d_0 + 0,114 (1,5l + b),$$

где d - увеличенный диаметр вала, мм;

d_0 - диаметр вала, определенный по соответствующей формуле, мм;

b - ширина выреза, мм;

l - полная длина выреза, мм.

Утолщенная часть вала должна быть такой длины, чтобы с каждой стороны она выступала за пределы выреза на расстояние, равное не менее 0,25 диаметра вала, определенного по соответствующей формуле; переход от увеличенного до расчетного диаметра должен быть постепенным. Ширина выреза должна составлять не менее 0,1, но не более 0,25 увеличенного диаметра вала. Концы выреза должны быть закруглены радиусом, равным половине ширины выреза. Кромки должны закругляться радиусом не менее 0,35 ширины выреза, а поверхность выреза должна быть тщательно отшлифована.

2.7.4 Если на валу выполнен шпоночный паз, то диаметр вала, определенный по соответствующей формуле, должен быть увеличен не менее чем на 5% на участке, перекрывающем длину шпоночного паза; увеличение не обязательно, если паз выполняется на конусе вала.

2.8 Соединение валов.

2.8.1 Диаметр болтов соединительных фланцев d_6 (в мм) должен быть не менее определенного по формуле:

$$d_6 = 0,535 \sqrt{\frac{d_{np}^3}{i r}} \quad (2.8.1)$$

где d_{np} - диаметр промежуточного вала, определенный по формуле (2.2.1) (с учетом ледовых усилений, предусмотренных в 2.6.1); если диаметр вала увеличен из-за крутильных колебаний, то в качестве d_{np} должен приниматься действительный диаметр промежуточного вала;

i - число болтов в соединении;

r - радиус центральной окружности соединительных болтов, мм.

2.8.2 Все цилиндрические болты фланцевых соединений валопровода должны быть, как правило, плотно пригнанными. В обоснованных случаях число плотно пригнанных болтов может быть уменьшено до 50% общего числа болтов, но во всех случаях число их должно быть не меньше трех. Возможность применения фланцевых соединений без плотно пригнанных болтов является в каждом случае предметом рассмотрения Обществом.

2.8.3 Толщина соединительных фланцев валов, измеряемая на центральной окружности соединительных болтов, должна быть не менее значения d_6 , а толщина фланца гребного вала - не менее 0,25 d_{np} , определенных согласно 2.8.1 и 2.2.1 соответственно.

2.8.4 Радиус закругления у основания фланцев валов должен быть не менее 0,08 диаметра вала. Закругление должно быть отшлифовано. Поверхность галтеля не должна иметь рисок. Подрезка под головки и гайки соединительных болтов не должна пересекать поверхность галтелей.

2.9 Подшипники гребного вала.

2.9.1 Длина ближайшего к движителю подшипника валопровода должна быть не менее четырех диаметров гребного вала, определенного по формуле (2.4.1). Длина такого подшипника, залитого белым металлом и работающего на масляной смазке, должна выбираться из расчета того, чтобы среднее удельное давление на подшипник не превышало 0,5 МПа. Во всех случаях длина подшипника, залитого белым металлом, должна быть не менее 2,5 диаметра гребного вала.

2.9.2 Клапан, отсекающий подачу воды для смазки дейдвудного подшипника, должен устанавливаться на дейдвудной трубе или переборке ахтерпика. На трубопроводе, подающем воду для смазки дейдвудного подшипника, должен устанавливаться указатель потока жидкости. Рекомендуется предусматривать устройство, предохраняющее дейдвудную трубу от размораживания.

2.9.3 Дейдвудные подшипники, работающие на масляной смазке, должны иметь принудительное охлаждение масла, кроме случаев, когда ахтерпик постоянно заполнен водой. Должен предусматриваться постоянный контроль температуры масла в подшипниках.

2.9.4 В гравитационных системах смазки дейдвудных подшипников напорные масляные цистерны должны располагаться так, чтобы их днища находились выше самой высокой грузовой ватерлинии судна не менее чем на 3 м. Цистерны должны оборудоваться указателями уровня и сигнализацией по нижнему уровню.

2.10 Гидравлические испытания.

2.10.1 Детали валопровода, перечисленные ниже, должны после завершения механической обработки подвергаться гидравлическим испытаниям:

облицовки гребных валов - давлением 0,2 МПа;

дейдвудные трубы - давлением 0,2 МПа.

2.10.2 Уплотнения дейдвудной трубы при масляной смазке подшипников после монтажа должны быть испытаны на плотность давлением, равным высоте столба масла в напорных цистернах при рабочем уровне. Испытание должно проводиться при проворачивании гребного вала.

2.11 Бесшпоночное соединение гребного винта с гребным валом.

2.11.1 Конус вала под гребной винт и муфты при бесшпоночных соединениях должен выполняться с конусностью:

для соединений с концевой гайкой не более 1 : 15;

для соединений без концевой гайки не более 1 : 50.

2.11.2 Бесшпоночное соединение гребного винта с гребным валом, как правило, должно выполняться без применения промежуточной втулки между ступицей и гребным валом. Конструкции с применением промежуточной втулки являются предметом специального рассмотрения Обществом.

2.11.3 При монтаже бесшпоночного соединения осевое перемещение ступицы по отношению к валу или промежуточной втулке, с момента получения металлического контакта на конусной поверхности после устранения зазора определяется по формуле:

$$\Delta h = \left[\frac{8B}{hz} \sqrt{\left(\frac{143240PL^3}{nD_w} \right)^2 + T^2} + \frac{D_w(\alpha_y - \alpha_w)(t_e - t_m)}{z} \right] k$$

где Δh - осевое перемещение ступицы при монтаже, см;
 B - коэффициент материала и формы соединения, 1/МПа;

$$B = \frac{1}{E_y} \left(\frac{y^2 + 1}{y^2 - 1} + \nu_y \right) + \frac{1}{E_w} \left(\frac{1 + W^2}{1 - W^2} - \nu_w \right);$$

E_y - модуль упругости при растяжении материала ступицы, МПа;

E_w - модуль упругости при растяжении материала вала МПа;

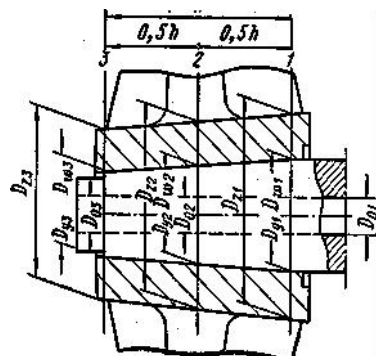


Рис. 2.11.3

ν_y - число Пуассона для материала ступицы;

ν_w - число Пуассона для материала вала, для стали $\nu_w = 0,3$;

y - средний коэффициент внешнего диаметра ступицы;

W - средний коэффициент диаметра отверстия на валу;

D_w - средний внешний диаметр вала в месте контакта со ступицей или промежуточной втулкой, см. (рис. 2.11.3):

без промежуточной втулки:

$$D_{w1} = D_{y1};$$

$$D_{w2} = D_{y2};$$

$$D_{w3} = D_{y3};$$

$$D_w = D_y;$$

с промежуточной втулкой:

$$D_{w1} \neq D_{y1};$$

$$D_{w2} \neq D_{y2};$$

$$D_{w3} \neq D_{y3};$$

$$D_w \neq D_y;$$

$$y = \frac{D_{z1} + D_{z2} + D_{z3}}{D_{y1} + D_{y2} + D_{y3}} - \text{для ступицы};$$

$$W = \frac{D_{o1} + D_{o2} + D_{o3}}{D_{w1} + D_{w2} + D_{w3}} - \text{для вала};$$

$$D_w = \frac{D_{w1} + D_{w2} + D_{w3}}{3}; D_y = \frac{D_{y1} + D_{y2} + D_{y3}}{3};$$

h - рабочая (контактная) длина конуса вала или промежуточной втулки со ступицей, см;

z - конусность ступицы;

P - мощность, передаваемая соединением, кВт;

n - скорость вращения соединения, об/мин;

L - коэффициент ледовых усилений:

РС 5 - 1,2;

PC 6; PC 7; ICE CLASS IA Super; ICE CLASS IA - 1,15
ICE CLASS IB - 1,08
ICE CLASS IC - 1,05

PC 1; PC 2; PC 3; PC 4 по согласованию с Обществом.

T - упор гребного винта при ходе вперед, Н;

α_y - коэффициент теплового линейного расширения материала ступицы, $1/^\circ\text{C}$;

α_w - коэффициент теплового линейного расширения материала вала, $1/^\circ\text{C}$;

t_e - температура соединения в условиях эксплуатации, $^\circ\text{C}$;

t_m - температура соединения при монтаже, $^\circ\text{C}$;

$k = 1$ - для соединений без промежуточной втулки;

$k = 1,1$ - для соединений с промежуточной втулкой.

Для судов с ледовыми усилениями величину Δh следует принимать как большую из величин, рассчитанных для предельных температур в эксплуатации, т. е. для $t_e = 35^\circ\text{C}$ при $L = 1$; $t_e = 0^\circ\text{C}$ при $L > 1$.

При отсутствии ледовых усилений расчет следует выполнять однократно для самой высокой температуры эксплуатации - для $t_e = 35^\circ\text{C}$ при $L = 1$.

Для соединения со стальным валом без осевого сверления коэффициент В можно принимать по табл. 2.11.3 с применением линейной интерполяции.

Натяг при монтаже для неразъемных соединений стальных муфт на стальных валах определяется по формуле

$$\Delta D = \frac{8B}{h} \sqrt{\left(\frac{3310PL^3}{\pi D_w}\right)^2 + \frac{T^2}{96,2}}$$

где ΔD - натяг при монтаже на диаметре D_w , см. остальные обозначения приведены в 2.11.3.

Для ступицы бесшпоночного соединения, разъемного и неразъемного, должна быть выполнена зависимость

$$\frac{A}{B} \left[\frac{c}{D_y} + (\alpha_y - \alpha_w) t_m \right] \leq 0,75 \sigma_{sy}, \quad (2.11.5)$$

где А - коэффициент формы ступицы:

$$A = \frac{1}{y^2 - 1} \sqrt{1 + 3y^4}.$$

Коэффициент А можно принять по табл. 2.11.5, применяя линейную интерполяцию.

$c = \Delta h_r z$ - для разъемных соединений;

$c = \Delta D_r$ - для неразъемных соединений;

Δh_r - фактическое перемещение при монтаже ступицы при температуре t_m , см;

$\Delta h_r \geq \Delta h$;

ΔD_r - фактический натяг при монтаже неразъемного соединения, см;

$\Delta D_r \geq \Delta D$

σ_{sy} - предел текучести при растяжении материала ступицы, МПа;

D_y - средний внутренний диаметр ступицы в месте контакта с валом или промежуточной втулкой, см.

Остальные обозначения приведены в 2.11.3.

Таблица 2.11.3

Коэффициент $B \times 10^6$ 1/МПа

Правила классификации морских судов

Коэффициент y	Стальной вал $w=0$, $E_w=2,1 \times 10^6$ МПа, $v_w=0,3$							
	Ступица на основе медных сплавов, $v_y=0,34$							Стальная ступица $v_y=0,3$, $E_y=2,1 \times 10^6$ МПа
	при E_y МПа							
	$1,0 \times 10^6$	$1,1 \times 10^6$	$1,2 \times 10^6$	$1,3 \times 10^6$	$1,4 \times 10^6$	$1,5 \times 10^6$	$1,6 \times 10^6$	
1,2	6,22	5,68	5,24	4,86	4,54	4,26	4,01	3,12
1,3	4,57	4,18	3,87	3,59	3,36	3,16	2,98	2,33
1,4	3,76	3,45	3,19	2,97	2,78	2,62	2,47	1,94
1,5	3,27	3,01	2,78	2,59	2,43	2,29	2,17	1,71
1,6	2,95	2,72	2,52	2,35	2,20	2,08	1,97	1,56
1,7	2,73	2,43	2,33	2,18	2,05	1,93	1,83	1,46
1,8	2,57	2,33	2,19	2,05	1,93	1,82	1,73	1,38
1,9	2,44	2,25	2,09	1,95	1,84	1,74	1,65	1,32
2,0	2,34	2,16	2,01	1,88	1,77	1,67	1,59	1,27
2,1	2,26	2,09	1,94	1,82	1,71	1,62	1,54	1,23
2,2	2,19	2,02	1,88	1,76	1,66	1,57	1,50	1,20
2,3	2,14	1,97	1,84	1,72	1,62	1,54	1,46	1,17
2,4	2,09	1,93	1,80	1,69	1,59	1,51	1,43	1,15

Таблица 2.11.5

Коэффициент А

y	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7
А	6,11	4,48	3,69	3,22	2,92	2,70	2,54	2,42	2,33	2,26	2,20	2,15	2,11

3. Двигатели.

3.1 Общие указания

3.1.1 Приведенные в настоящем разделе требования относятся к гребным винтам, предназначенным для судов без ледовых усилений и судов с усилениями категорий PC5; PC 6; PC 7; ICE CLASS IA Super; ICE CLASS IA; ICE CLASS IB; ICE CLASS 1C; II.

3.1.2 Конструкция и размеры гребных винтов ледоколов и судов с ледовыми усилениями PC1, PC2, PC3, PC4, а также крыльчатых двигателей и винтов средств активного управления судами (определение см. 1.2 части 3 «Устройства, оборудование и снабжение») являются предметом специального рассмотрения Обществом.

3.2 Толщина лопасти.

3.2.1 Толщина s (в мм) спрямленного цилиндрического сечения лопасти (рис. 3.2.1-1) цельно-литых, сборных гребных винтов и ВРШ должна быть не менее:

$$s = A \sqrt{\frac{0,226k}{zb} \frac{P}{\sigma_M n}} + c \frac{10m}{\sigma_M} \left(\frac{Dn}{4,98} \right)^2$$

где D - диаметр винта, м;

- z - число лопастей винта;
 b - ширина спрямленного цилиндрического сечения лопасти, м;
 m - величина откидки лопастей, мм;
 P - мощность на гребном валу при рас- четной (номинальной) мощности главного двигателя, кВт;
 n - число оборотов винта, об/мин

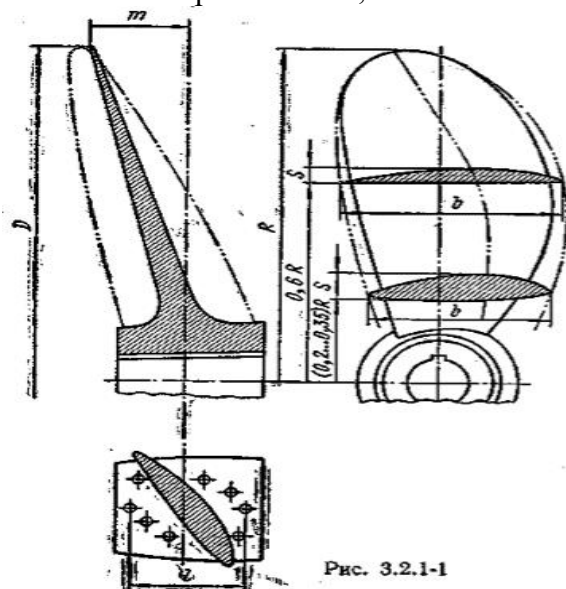


Рис. 3.2.1-1

A - коэффициент, определяемый по номограмме, приведенной на рис. 3.2.1-2, в зависимости от радиуса r расчетного сечения и шагового отношения H/D на этом радиусе (для ВРШ принимается шаговое отношение основного проектного режима);

k - коэффициент, определяемый по табл. 3.2.1-1;

c - коэффициент центробежных напря- жений, определяемый по табл; 3.2.1-2 в зависимости от радиуса сечения;

$\sigma_m = 0,6\sigma_b + 180$ МПа, но не более 620 МПа для цветных сплавов и не более 300 МПа для чугуна;

σ_b - предел прочности материала лопастей, МПа.

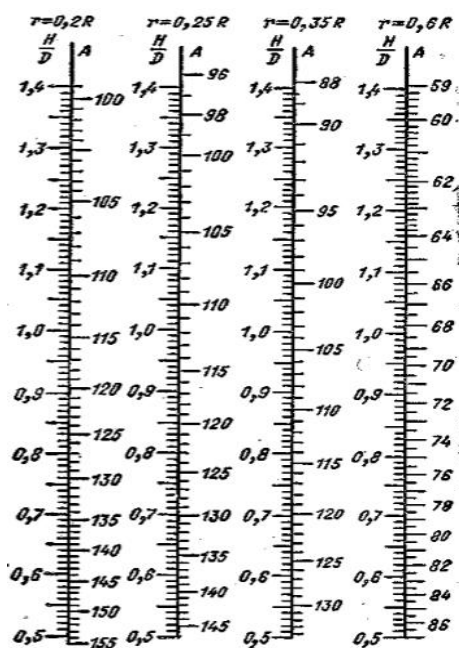


Рис. 3.2.1-2

Толщины лопастей проверяются на двух сечениях: в корневом и на радиусе $r = 0,6R$ (рис. 3.2.1-1).

Расчетное корневое сечение лопасти принимается: для цельнолитых гребных винтов - на радиусе $0,2R$ в случае, когда радиус ступицы $< 0,2R$, и на радиусе $0,25R$, если радиус ступицы $> 0,2R$; для винтов со съемными лопастями - на радиусе $0,3R$; при этом значения коэффициентов A и c принимаются для $r = 0,25R$

Таблица 3.2.1-1

Значение коэффициента k

Тип судна и материал гребного винта	Категория ледовых усиления				
	Без ледовых усиления	ЛЗ	Л2	Л1	УЛ
1. Грузовые и пассажирские суда:					
а) специальная латунь или бронза	7,8	8,5	9,5	10,4	—
б) стальное литье	8,6	9,4	10,5	13	16
в) чугун	8,8	—	—	—	—
2. Рыболовные суда:					
а) специальная латунь или бронза	8,4	9,0	10,2	11,2	—
б) стальное литье	9,2	10,0	11,2	12,2	16
в) чугун	9,5	—	—	—	—
3. Буксиры:					
а) специальная латунь или бронза	8,4	9,0	10,2	11,2	—
б) стальное литье	9,2	10,0	11,2	14,0	18
П р и м е ч а н и я. 1. Если на судне установлены поршневые двигатели с числом цилиндров менее четырех, значения коэффициента k должны быть увеличены на 7%. 2. Для поршневых установок, снабженных гидравлическими или электромагнитными муфтами, значения коэффициента k могут быть уменьшены на 5%. 3. Для двухвинтовых судов без ледовых усиления и с категорией ледовых усиления ЛЗ величина коэффициента k может быть уменьшена на 7%.					

Таблица 3.2.1-2

r/R	0,20	0,25	0,35	0,60
c	0,50	0,45	0,30	0

для ВРШ - на радиусе $r = 0,35R$.

Примечание: Толщина лопасти на расчетном сечении определяется без учета галтелей (рис. 3.2.1-1). При этом отверстия для деталей крепления съемных лопастей гребных винтов и ВРШ не должны уменьшать расчетного сечения. Для судов смешанного (река-море) плавания и судов ограниченных районов плавания II и III толщины лопастей винтов могут быть уменьшены на 5%.

3.2.2 Толщина концевых кромок лопастей должна быть не менее 0,0035D для судов без ледовых усиления или с усилениями категории Л4 и не менее 0,005D для судов с усилениями категорий PC5; PC 6; PC 7; ICE CLASS IA Super; ICE CLASS IA; ICE CLASS IB; ICE CLASS 1C; II.

3.2.3 Толщины лопасти, определенные согласно 3.2.1 и 3.2.2, в обоснованном случае (например, применение специального профиля лопасти) могут быть уменьшены при условии представления Организации подробных расчетов прочности.

3.2.4 На судах, имеющих ледовые усиления, должны обеспечиваться следующие условия взаимной прочности при поломке лопасти от удара плашмя:

для гребных винтов с фиксированным шагом напряжения в гребном вале не должны превышать 0,8 предела прочности материала;

для ВРШ напряжения в болтах (шпильках) крепления лопасти, нагруженных деталях механизма изменения шага и гребном вале не должны превышать предела текучести их материала.

3.3 Ступица и детали крепления лопасти.

3.3.1 Радиусы галтелей перехода лопасти в ступицу должны составлять по всасывающей стороне не менее 0,04D, а по нагнетательной стороне не менее 0,03D. При отсутствии уклона лопасти радиус галтеля по обеим сторонам должен быть не менее 0,03D.

3.3.2 В ступице гребного винта должны быть выполнены отверстия для заполнения свободных полостей между ступицей и конусом вала инертной в отношении коррозионного воздействия массой; заполнению такой массой подлежит также полость под обтекателем.

3.3.3 Внутренний диаметр резьбы шпилек $d_{ш}$ (в мм), крепящих съемные лопасти к ступице, должен быть не менее определенного по формуле:

$$d_{ш} = ks \sqrt{\frac{b\sigma_b}{d\sigma_{b,ш}}}, \quad (3.3.3)$$

где $k = 0,33$ при трех шпильках со стороны нагнетательной поверхности;

$k = 0,30$ при четырех шпильках со стороны нагнетательной поверхности;

$k = 0,28$ при пяти шпильках со стороны нагнетательной поверхности;

s - наибольшая толщина лопасти в расчетном корневом сечении (см. 3.2.1), мм;

b - спрямленная ширина лопасти в расчетном корневом сечении, м;

$\sigma_{b,л}$ - предел прочности материала лопастей, МПа;

$\sigma_{b,ш}$ - предел прочности материала шпилек, МПа;

d - диаметр окружности расположения центров шпилек; при расположении шпилек не по окружности $d = 0,85l$ (l - расстояние между наиболее удаленными шпильками), м.

3.4 Материал гребных винтов.

Механические свойства материалов, применяемых для изготовления цельных гребных винтов и лопастей, должны быть не ниже требований, приведенных в табл. 3.4.

3.5 Балансировка винтов.

3.5.1 Окончательно обработанный винт должен быть статически отбалансирован. Степень балансировки должна быть проверена контрольным грузом, при подвешивании которого на конец каждой горизонтально расположенной лопасти винт должен начать вращение. Вес [масса] контрольного груза должен определяться по формуле:

$$m = k \frac{m_B}{R},$$

где, m - вес [масса] контрольного груза, кг;

m_B - вес [масса] винта, т;

R - радиус винта, м;

$k = 0,75$ для $n < 200$;

$k = 0,5$ для $200 < n < 500$;

$k = 0,25$ для $n > 500$;

n - расчетное (номинальное) число оборотов винта, об/мин $[c^{-1}]$.

При массе винта более 10 т коэффициент k должен приниматься не более 0,5 независимо от числа оборотов винта.

3.5.2 Разница в массе между штатными и запасными съемными лопастями составных винтов не должна превышать 1,5%.

3.6 Винты регулируемого шага.

3.6.1 Система гидравлического управления механизмом для изменения шага должна

Ледовые усиления категории	Чугун		Специальная латунь			Специальная бронза			Углеродистая сталь					Нержавеющая сталь			
	Предел прочности σ_B , кгс/мм ² [МПа]	Предел прочности на изгиб σ'_B , кгс/мм ² [МПа]	Предел прочности σ_B , кгс/мм ² [МПа]	Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, кгс/мм ² [МПа]	Относительное удлинение δ_5 , %	Предел прочности σ_B , кгс/мм ² [МПа]	Условный предел текуч. $\sigma_{0,2}$, кгс/мм ² [МПа]	Относительное удлинение δ_5 , %	Предел прочности σ_B , кгс/мм ² [МПа]	Предел текучести σ_s , кгс/мм ²	Относительное удлинение δ_5 , %	Относительное сужение ψ , %	Ударная вязкость a_k , кгс·м [Дж]	Предел прочности σ_B , кгс/мм ² [МПа]	Условный предел текуч. $\sigma_{0,2}$, кгс/мм ² [МПа]	Относительное удлинение δ_5 , %	Ударная вязкость a_k , кгс·м [Дж]
Без ледовых усиления и Л4	28 [280]	48 [480]															
ЛЗ, Л2			45 [450]	16 [160]	20												
Л1						60 [600]	20 [200]	15									
УЛ									45 [450]	24 [240]	19	30	2,1 [20]	60 [600]	30 [300]	15	2,1 [20]

П р и м е ч а н и я. 1. В отдельных случаях по согласованию с Обществом для судов с ледовыми усилениями категории УЛ допускается изготовление винтов из высокопрочных бронз и латуней.

2. Для судов с ледовыми усилениями категории ниже Л1 по согласованию с Обществом допускается применение специальной бронзы с механическими свойствами ниже указанных.

3. Применение углеродистой стали для гребных винтов судов, имеющих ледовые усиления категорий Л1 и УЛ, не рекомендуется.

4. Указанные механические характеристики относятся к образцам, изготовленным из отдельно отлитых проб одной плавки.

5. Ударная вязкость по Шарпи при температуре —10° С.

обслуживаться двумя независимыми насосами, один из которых является резервным. На судах ограниченного района плавания I один из насосов может быть приводным от главного двигателя. На судах, имеющих два ВРШ, может быть предусмотрен один независимый резервный насос для обоих винтов. На судах с главными механизмами общей расчетной мощностью менее 220 кВт, а также на судах ограниченных районов плавания II и III в качестве резервного насоса может применяться ручной насос или ручной привод для поворота лопастей.

3.6.2 Механизм изменения шага должен быть выполнен таким образом, чтобы при выходе из строя гидравлической системы управления имела возможность установки лопастей в положение переднего хода.

3.6.3 На судах с ВРШ, на которых по условиям эксплуатации возможна перегрузка главного двигателя, рекомендуется применять устройства, автоматически предохраняющие главный двигатель от перегрузки.

3.6.4 Система гидравлического управления должна выполняться согласно требованиям, указанным в разделе 7 части 9 «Механизмы», а трубопроводы этой системы должны испытываться согласно указаниям раздела 15 части 8 «Системы и трубопроводы».

3.6.5 Время перекладки лопастей ВРШ с полного переднего хода на полный задний ход не должно превышать 20 с - для винтов диаметром до 2 м и 30 с - для винтов диаметром свыше 2 м.

3.6.6 В гравитационных системах смазки ВРШ напорные цистерны должны удовлетворять требованиям 2.9.4.

3.7 Гидравлические испытания.

3.7.1 Уплотнения конуса гребного вала после установки винта должны быть испытаны на плотность давлением не менее 0,2 МПа.

3.7.2 Ступица ВРШ после сборки лопастей должна испытываться внутренним давлением, равным высоте столба рабочего уровня масла в напорной цистерне или давлением, создаваемым насосом, действующим в системе смазки ступицы. Если в конструкции уплотнения предусмотрен отдельный элемент, предназначенный для защиты от обводнения масла, ступица должна также испытываться внешним давлением, как указано выше.

4 Крутильные колебания.

4.1 Общие указания.

4.1.1 Расчеты крутильных колебаний должны выполняться как для основного варианта, так и для следующих вариантов работы установки:

с запасным винтом, если он отличается от основного;

максимального отбора мощности и холостого хода (при флюгерном положении лопастей) установок с ВРШ и крыльчатыми движителями;

с включенным дополнительным приемником мощности, если его момент инерции соизмерим с моментом инерции рабочего цилиндра;

заднего хода в установках с реверсивной муфтой.

4.1.2 Расчет крутильных колебаний должен содержать:

подробные данные основных элементов системы;

таблицы подсчета частот свободных колебаний всех форм, имеющих существенные резонансы в диапазоне от 0,2 до 1,2 расчетного (номинального) числа оборотов;

порядок вспышек в цилиндрах двигателя и значения геометрических сумм относительных амплитуд колебаний кривошипов рабочих цилиндров для всех рассматриваемых порядков и форм колебаний;

данные о расчетных напряжениях в наиболее слабых сечениях от всех существенных резонансов; если резонанс главного порядка возможен вблизи диапазона 85-105% расчетного (номинального) числа оборотов, то для этого диапазона должны быть вычислены напряжения от нерезонансных вынужденных колебаний, возникающие от действия этого резонанса;

при наличии упругой муфты - определение амплитуд упругих моментов и напряжений в ее элементах и сопоставление их с допускаемыми значениями, а при наличии редуктора - определение амплитуд упругих моментов и сопоставление их со средним крутящим моментом; чертежи и расчеты демпфера или антивибратора (при его наличии).

4.2 Допускаемые напряжения.

4.2.1 Допускаемые напряжения от резонансных, околорезонансных и нерезонансных вынужденных колебаний при длительной работе не должны превышать величин, определенных по формулам:

для коленчатых валов главных двигателей и гребных валов:

$$\tau_{\text{доп}} = \pm (46 - 0,4\sqrt{d} - 13\frac{n}{n_p});$$

для промежуточных и упорных валов:

$$\tau_{\text{доп}} = \pm (70 - 0,6\sqrt{d} - 20\frac{n}{n_p});$$

для коленчатых валов двигателей, работающих на генераторы и другие вспомогательные механизмы ответственного назначения, а также для валов генераторов в диапазоне оборотов (0,85-1,05) n_p :

$$\tau_{\text{доп}} = \pm (23 - 0,2\sqrt{d}),$$

где $\tau_{\text{доп}}$ - допускаемые напряжения, МПа;

d - диаметр вала в наиболее слабом сечении, мм;

n - исследуемое число оборотов в минуту;

n_p - расчетное число оборотов в минуту.

Для судов, главные двигатели которых длительно эксплуатируются при оборотах ниже расчетных (буксиров, рыболовных траулеров и т. п.), во всех случаях следует принимать $n = n_p$. Следует избегать резонансов в зонах оборотов, в которых главные двигатели работают длительное время. В зонах оборотов (0,7...1,05) n_p для судов, имеющих категории ледовых усилений PC5; PC 6; PC 7; ICE CLASS IA Super; ICE CLASS IA и (0,85...1,05) n_p для прочих судов напряжения от резонансов не должны превышать половины допускаемых напряжений, определенных по формулам (4.2.1-1) и (4.2.1-2).

4.2.2 Допускаемые напряжения только от крутильных колебаний (см. 4.2.1) даны применительно к валам, изготовленным из стали с временным сопротивлением от 440 до 520 МПа. Для валов, изготовленных из стали с временным сопротивлением более 520 МПа, допускаемые напряжения могут быть определены по формуле:

$$\tau = \tau_{\text{доп}} \left(\frac{2\sigma_B - 520}{\sigma_B} \right),$$

где $\tau_{\text{доп}}$ - допускаемые напряжения, определенные по формулам (4.2.1-1), (4.2.1-2) или (4.2.1-3);

σ_B - предел прочности материала при растяжении, МПа.

При применении материала с временным сопротивлением более 800 МПа для расчетов следует принимать $\sigma_B = 800$ МПа.

4.2.3 Допускаемые напряжения для зон оборотов, запретных для длительной работы, но через которые допускается быстрое прохождение, не должны превышать величин, определенных по формулам:

для коленчатых валов главных двигателей и гребных валов:

$$\tau'_{\text{доп}} = 2 \tau_{\text{доп}}; \quad (4.2.3-1)$$

для промежуточных и упорных валов:

$$\tau'_{\text{доп}} = 1,7 \tau_{\text{доп}}; \quad (4.2.3-2)$$

для коленчатых валов двигателей, работающих на генераторы, а также для валов генераторов:

$$\tau'_{\text{доп}} = 5 \tau_{\text{доп}}, (4.2.3-3)$$

где $\tau_{\text{оп}}$ - допускаемые напряжения для зон оборотов, запретных для длительной работы;
 $\tau_{\text{доп}}$ - допускаемые напряжения, определенные соответственно по формулам (4.2.1-1), (4.2.1-2) или (4.2.1-3).

Формулы (4.2.3-1), (4.2.3-2) и (4.2.3-3) недействительны для диапазона от 0,85 до 1,05 расчетного (номинального) числа оборотов, в котором наличие запретных зон не допускается.

4.3 Торсиографирование.

4.3.1 Результаты расчета на крутильные колебания должны быть подтверждены торсиографированием. Торсиографирование должно охватывать наиболее характерные режимы работы установки, в том числе режимы максимально возможной мощности и максимально возможных оборотов.

4.3.2 Замеренные частоты свободных колебаний не должны отличаться от расчетных более чем на 5%, в противном случае расчет должен быть подвергнут соответствующей корректировке.

4.3.3 Подсчет напряжений по данным торсиографирования должен производиться по наибольшим амплитудам колебаний соответствующей части торсиограммы, а при оценке нерезонансных вынужденных колебаний необходимо производить гармонический анализ торсиограммы.

4.4 Запретные зоны оборотов.

4.4.1 Если действующие напряжения превышают допускаемые для длительной работы, вычисленные по формулам (4.2.1-1), (4.2.1-2) и (4.2.2), назначается запретная зона оборотов, которая должна быть не меньше определенной по формуле:

$$n_{\text{рез}} \left[1 - \left(\frac{\tau_{\text{рез}}}{30\tau_{\text{доп}}} + \frac{n_{\text{ном}}}{50n_{\text{рез}}} \right) \right] \leq n_{\text{зап}} \leq n_{\text{рез}} \left[1 + \left(\frac{\tau_{\text{рез}}}{30\tau_{\text{доп}}} + \frac{n_{\text{ном}}}{50n_{\text{рез}}} \right) \right],$$

где $n_{\text{зап}}$ - запретные числа оборотов в минуту;

$n_{\text{рез}}$ - резонансное число оборотов в минуту;

$\tau_{\text{рез}}$ - напряжения при $n_{\text{рез}}$, МПа.

Если резонанс находится выше расчетных (номинальных) оборотов и напряжения не могут быть проверены замерами, назначение запретной зоны решается в каждом случае Обществом.

4.4.2 При наличии запретных зон оборотов точность измерения тахометра должна быть в пределах $\pm 2,5\%$.