



ПРАВИЛА КЛАССИФИКАЦИИ МОРСКИХ СУДОВ

Часть 9 МЕХАНИЗМЫ

Kazakhstan Marine Lloyd Limited

Астана, Республика Казахстан

2026 г.

9. МЕХАНИЗМЫ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 ОБЛАСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ

1.1.1 Настоящая часть Правил распространяется на следующие двигатели и механизмы:

1. двигатели внутреннего сгорания главные;
2. турбины паровые и газовые главные;
3. газотурбинные двигатели со свободнопоршневыми генераторами газа;
4. передачи и муфты;
5. двигатели приводные для источников электроэнергии или вспомогательных и палубных механизмов, агрегаты в сборе;
6. насосы, входящие в состав систем, регламентируемых частями 6 «Противопожарная защита» и 8 «Системы и трубопроводы»;
7. компрессоры воздушные;
8. воздуходувки главных котлов и турбо нагнетатели двигателей внутреннего сгорания;
9. вентиляторы, входящие в состав систем, регламентируемых частью 8 «Системы и трубопроводы»;
10. приводы рулевые;
11. механизмы якорные;
12. лебедки буксирные;
13. механизмы швартовные;
14. приводы гидравлические;
15. сепараторы центробежные топлива и масла

1.2 ОБЪЕМ ОСВИДЕТЕЛЬСТВОВАНИЯ

1.2.1 Условия, определяющие порядок надзора Общества за изготовлением механизмов и оборудования, а также порядок рассмотрения и одобрения технической документации, изложены в «Общих положениях о надзорной деятельности».

1.2.2 Надзору Общества за изготовлением подлежат двигатели и механизмы, перечисленные в 1.1, за исключением механизмов с ручным приводом.

1.2.3 До начала изготовления механизмов Обществу для одобрения должна быть представлена следующая документация:

1. чертежи общих видов с разрезами;
2. чертежи коленчатых и грузовых валов, шестерен и колес зубчатых передач, ведущих и ведомых элементов муфт;
3. сборочные чертежи роторов турбин, гидравлических передач, воздуходувок, насосов и т. п.;
4. схемы обслуживающих систем (топливной, масляной, охлаждения, воздушной, продувания и т. п.) в пределах механизма;
5. схемы управления, регулирования, контроля, сигнализации и защиты;
6. чертежи сварных деталей: остова, фундаментных рам, корпусов и других деталей, содержащие данные по сварке;
7. расчеты на прочность или результаты расчетов деталей механизмов, находящихся в потоке силовых линий (штампы об одобрении не ставятся);
8. расчеты крутильных колебаний в системе «двигатель-потребитель мощности» для двигателей внутреннего сгорания в соответствии с требованиями раздела 4 части 7 «Механические установки» (штампы об одобрении не ставятся);
9. пояснительная записка или инструкция по эксплуатации и обслуживанию (штампы об одобрении не ставятся).

Таблица 1.2.5

Порядковый номер	Наименование	Материал	Категория материала	Группа испытаний
1	Двигатели внутреннего сгорания			
1.1	Рама фундаментная, картер, стойка	Чугун Сталь литая Сталь кованая Сталь прокатная Сплав алюминиевый	1-3 (табл. 3.10.3) 1-2 (табл. 3.9.3) 1-3 (табл. 3.8.3) 1-3 (табл. 3.7.3.1-1) В, D и E (табл. 3.2.2-1) 2 (табл. 5.2.2)	I (табл. 3.10.6) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.8.6) I.1 (табл. 3.7.6) п. 3.2.6 части 13 I (табл. 5.2.5)
1.2	Блок цилиндров, крышка цилиндра, корпус клапана	Чугун Сталь литая	1-3 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3) 2-5 и 7 (табл. 3.8.3)	I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6) I (табл. 3.8.6)
1.3	Втулки цилиндров и их детали	Чугун	1-4 (табл. 3.9.3) 2-3 (табл. 3.10.3)	I и 3 (табл. 3.9.6) I и 2 (табл. 3.10.6)
1.4	Поршень	Чугун Сталь литая Сталь кованая	1-4 (табл. 3.9.3) 2-3 (табл. 3.10.3) 1-3 (табл. 3.8.3) 1-3 (табл. 3.7.3.1-1)	2 и 3 (табл. 3.9.6) I и 2 (табл. 3.10.6) I (табл. 3.8.6) I.1 (табл. 3.7.6)
1.5	Шток, шатун, крейцкопфы, пальцы головного соединения	Сталь кованая	1-5 (табл. 3.7.3.1-1)	I.1 (табл. 3.7.6)
1.6	Коленчатый вал	Сталь кованая Сталь литая Чугун	1-5 (табл. 3.7.3.2-1) 1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 2-7 (табл. 3.7.3.2-1) 3-5 (табл. 3.8.3) 3-4 (табл. 3.9.3)	2.2 (табл. 3.7.6) 2 и 3 (табл. 3.8.6) 2 и 3 (табл. 3.9.6)
1.7	Съемные муфты коленчатого вала	Сталь литая Сталь кованая	1-3 (табл. 3.8.3) 1-2 (табл. 3.7.3.1-1)	2 (табл. 3.8.6) 2.1 (табл. 3.7.6)
1.8	Болты и шпильки крейцкопфов, мотылевых и рамовых подшипников, цилиндрических крышек	Сталь кованая	1-4 (табл. 3.7.3.1-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
1.9	Анкерные связи	Сталь кованая	1-9 (табл. 3.7.3.2-1) 1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-9 (табл. 3.7.3.2-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
1.10	Соединительные болты секций коленчатых валов	Сталь кованая	1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-9 (табл. 3.7.3.2-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
1.11	Вал и ротор турбонагнетателя	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 2-7 (табл. 3.7.3.2-1)	2.1 (табл. 3.7.6)

1.12	Шестерни привода распределительного вала	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 2-7 (табл. 3.7.3.2-1)	I.2 (табл. 3.7.6)
2	Паровые турбины			
2.1	Корпуса турбин, сопловые коробки	Чугун	2-4 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	2 и 3 (табл. 3.9.6) I и 2 (табл. 3.10.6)
2.2	Корпуса маневровых устройств	Сталь литая	2-4, 7-8 (табл. 3.8.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6)
2.3	Роторы и диски	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-8 (табл. 3.7.3.2-1)	IV.1 (табл. 3.7.6)
2.4	Лопатки	Сталь кованая Сталь литая	По согласованию с Обществом	IV.2 (табл. 3.7.6) IV (табл. 3.8.6)
2.5	Бандажи, связующая проволока	Сталь прокатная	То же	IV.2 (табл. 3.7.6)
2.6	Сопла, диафрагмы	Чугун Сталь литая Сталь кованая	2-4 (табл. 3.9.3) 3-5 (табл. 3.10.3) 2-5 и 7 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-7 (табл. 3.7.3.2-1)	2 и 3 (табл. 3.9.6) 2 (табл. 3.10.6) 2 и 3 (табл. 3.8.6) 2.1 (табл. 3.7.6)
2.7	Уплотнения	Сталь кованая Сплав медный	2-9 (табл. 3.7.3.2-1) 8-9 (табл. 4.1.2) 10 (табл. 4.2.2)	IV.1 (табл. 3.7.6) 3 (табл. 4.1.5-1)
2.8	Заливка подшипников	Антифрикционный материал	По согласованию с Обществом	По согласованию с Обществом
2.9	Муфты соединительные	Сталь кованая Сталь литая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-4 (табл. 3.7.3.2-1) 2-3 (табл. 3.8.3)	3.2 (табл. 3.7.6) 2 (табл. 3.8.6)
2.10	Болты для соединения разъемов корпусов	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-4 (табл. 3.7.3.2-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
3	Передачи и разобщительные муфты			
3.1	Корпус	Чугун Сталь прокатная Сталь литая Сплав алюминиевый Сталь кованая	2-5 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3) А, В, D и E (табл. 3.2.2-1) 1-2 (табл. 3.8.3) 3 (табл. 5.2.2) 2-5 (табл. 3.7.3.1-1) 1-8 (табл. 3.7.3.2-1)	I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6) п. 3.2.6 части 13 I (табл. 3.8.6) I (табл. 5.2.5) 3.1 (табл. 3.7.6)
3.2	Валы	Сталь кованая	2-9 (табл. 3.7.3.2-1)	3.2 и 3.3 (табл. 3.7.6)
3.3	Шестерни (ободы зубчатых колес)	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-4 (табл. 3.7.3.2-1) 2-3 (табл. 3.8.3)	3.2 (табл. 3.7.6) 2 (табл. 3.8.6)
3.4	Съемные полумуфты жестких соединений валов	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
3.5	Болты соединительные	Сталь кованая	2-3 (табл. 3.7.3.1-1)	2.4 (табл. 3.7.6)

3.6	Ведущие и ведомые детали гидромурфт	Сталь литая	2-9 (табл. 3.7.3.2-1) 2-6 (табл. 3.8.3)	2 (табл. 3.8.6)
4	Компрессоры и насосы поршневые			
4.1	Коленчатый вал	Сталь кованая Чугун Сталь литая	1-4 (табл. 3.7.3.1-1) 1-7 (табл. 3.7.3.2-1) 3-4 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.8.3)	2.1 (табл. 3.7.6) 2 и 3 (табл. 3.9.6) 2 (табл. 3.8.6)
4.2	Шатун, шток поршневой	Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1)	2.1 (табл. 3.7.6)
4.3	Поршень	Чугун	1-5 (табл. 3.7.3.2-1) 1-4 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	2 и 3 (табл. 3.9.6) I и 2 (табл. 3.10.6)
4.4	Блок цилиндров	Сталь литая Сталь кованая Сплав медный Сплав алюминиевый Чугун	2-3 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 7-8 (табл. 4.2.2) По согласованию с Обществом 1-4 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.8.6) I.2 (табл. 3.7.6) 2 (табл. 4.2.4) 2 (табл. 5.2.5) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)
4.5	Втулка цилиндровая	Сталь литая Чугун	2-5 и 7 (табл. 3.8.3) 1-4 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.8.6) 2 и 3 (табл. 3.9.6) I и 2 (табл. 3.10.6)
5	Насосы центробежные, вентиляторы и воздухоудвки			
5.1	Вал	Сталь кованая Сталь прокатная	2-5 (табл. 3.7.3.1-1) В, D и E (табл. 3.7.3.2-1) 2-6 (табл. 3.2.2-1)	2.1 (табл. 3.7.6) По согласованию с Обществом
5.2	Рабочее колесо	Сталь литая Сплав медный Сплав алюминиевый	2-4 (табл. 3.8.3) 1-7 (табл. 4.2.2) 2-4 (табл. 5.2.2)	2 (табл. 3.8.6) 2 (табл. 4.2.4) I (табл. 5.2.5)
5.3	Корпус	Чугун Сталь литая Сталь прокатная Сплав медный Сплав алюминиевый	1-4 (табл. 3.9.3) 1-5 (табл. 3.10.3) 2-4 (табл. 3.8.3) А, В, D и E (табл. 3.2.2-1) 1-7 (табл. 4.2.2) 2-3 (табл. 5.2.2)	I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6) I (табл. 3.8.6) п. 3.2.6 части 13 2 (табл. 4.2.4) I (табл. 5.2.5)
6	Рулевые приводы			
6.1	Румпель основного и запасного привода	Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1)	2.1 (табл. 3.7.6)
6.2	Рулевой сектор	Сталь литая	2-4 и 7 (табл. 3.8.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6)
6.3	Ползун (ядро баллера)	Сталь кованая	1-7 (табл. 3.7.3.2-1)	3.2 (табл. 3.7.6)
6.4	Поршни со штоком	Сталь кованая Сталь литая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1) 2-3 (табл. 3.8.3)	2.1 (табл. 3.7.6) 2 (табл. 3.8.6)
6.5	Цилиндры	Чугун	1-3 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)

6.6	Вал приводной	Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1) 1-6 (табл. 3.7.3.2-1)	3.1 (табл. 3.7.6)
6.7	Шестерни, зубчатые колеса, зубчатые венцы	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1)	3.2 и 3.3 (табл. 3.7.6)
		Сталь литая Чугун	2-9 (табл. 3.7.3.2-1) 2-3 и 7 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.9.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6) 2 и 3 (табл. 3.9.6)
7	Брашпили, шпили, буксирные лебедки			
7.1	Валы приводные, промежуточные	Сталь кованая	1-5 (табл. 3.7.3.1-1)	3.1 (табл. 3.7.6)
7.2	Шестерни, зубчатые колеса, зубчатые венцы	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1)	3.2 и 3.3 (табл. 3.7.6)
		Сталь литая Чугун	1-9 (табл. 3.7.3.2-1) 2-3 и 7 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.9.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6) 2 и 3 (табл. 3.9.6)
7.3	Звездочки	Сталь литая Чугун	2-3 и 7 (табл. 3.8.3) 1-4 (табл. 3.9.3) 1-5 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.8.6) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)
7.4	Муфты включения кулачковые	Сталь литая	2-4 и 7 (табл. 3.8.3)	I (табл. 3.8.6)
7.5	Тормоза ленточные	Сталь кованая Сталь прокатная	1-5 (табл. 3.7.3.1-1) В, D и E (табл. 3.2.2-1)	3.2 (табл. 3.7.6) п. 3.2.6 части 13
8	Приводы гидравлические, насосы винтовые, шестеренчатые, ротационные			
8.1	Вал, винт, ротор	Сталь кованая Сталь литая Сплав медный	1-5 (табл. 3.7.3.1-1) 2-5 (табл. 3.8.3) 6-10 (табл. 4.1.2) 4-7 (табл. 4.2.2)	I.1 (табл. 3.7.6) I и 3 (табл. 3.8.6) 3 (табл. 4.1.5-1) 2 (табл. 4.2.4)
8.2	Шток	Сталь кованая	1-5 (табл. 3.7.3.1-1)	2.1 (табл. 3.7.6)
8.3	Поршень	Сплав медный Сталь кованая Сталь литая	6-13 (табл. 4.1.2) 2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 2-4 (табл. 3.8.3)	3 (табл. 4.1.5-1) 2.1 (табл. 3.7.6) I (табл. 3.8.6)
8.4	Корпус, цилиндр, обойма винтового насоса	Сталь литая Чугун	2-5 и 7 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	I (табл. 3.8.6) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)
8.5	Шестерни	Сплав медный Сталь кованая Сталь литая Чугун	1, 2, 4 и 7 (табл. 4.2.2) 2-5 (табл. 3.7.3.1-1) 2 (табл. 3.8.3) 2-4 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3)	2 (табл. 4.2.4) 3.2 (табл. 3.7.6) I (табл. 3.8.6) I (табл. 3.9.6) I (табл. 3.10.6)
		Сплав медный	7 (табл. 4.2.2) 9-10 (табл. 4.1.2)	2 (табл. 4.2.4) 3 (табл. 4.1.5-1)
9	Сепараторы топлива и масла			
9.1	Вал барабана	Сталь кованая	1-3 (табл. 3.7.3.1-1)	3.1 (табл. 3.7.6)

9.2	Корпус барабана, тарелки барабана	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1)	3.2 (табл. 3.7.6)
9.3	Шестерни приводные	Сталь прокатная Сплав медный Сталь кованая	1-7 (табл. 3.7.3.2-1) По согласованию с Обществом 7 (табл. 4.2.2) 2-4 (табл. 3.7.3.1-1) 2-9 (табл. 3.7.3.2-1)	По согласованию с Обществом 2 (табл. 4.2.4) 3.2 и 3.3 (табл. 3.7.6)
10	Газотурбинные двигатели			
10.1	Корпус турбин и компрессоров, диафрагмы и корпуса камер сгорания	Сталь литая	2-5, 7-8 (табл. 3.8.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6)
10.2	Роторы и диски турбин	Сталь прокатная Сплавы жаропрочные Сталь кованая	2-5 (табл. 3.3.2) По согласованию с Обществом 3-9 (табл. 3.7.3.2-1)	3 и IV (табл. 3.3.6) По согласованию с Обществом IV.1 (табл. 3.7.6)
10.3	Роторы и диски компрессоров	Сплавы жаропрочные Сталь кованая	По согласованию с Обществом 3-9 (табл. 3.7.3.2-1)	По согласованию с Обществом IV.1 (табл. 3.7.6)
10.4	Лопатки турбин	Сплавы специальные Сталь литая Сталь прокатная Сталь кованая	По согласованию с Обществом 2-8 (табл. 3.8.3) 5 (табл. 3.3.2) 3-9 (табл. 3.7.3.2-1)	По согласованию с Обществом IV (табл. 3.8.6) IV (табл. 3.3.6) IV.2 (табл. 3.7.6) IV.2 (табл. 3.7.6)
10.5	Лопатки компрессора	Сплавы жаропрочные Сталь кованая Сталь литая	По согласованию с Обществом 3-9 (табл. 3.7.3.2-1) 2-5, 7 и 8 (табл. 3.8.3)	или по согласованию с Обществом IV.2 (табл. 3.7.6) IV (табл. 3.8.6)
10.6	Бандажи, связующая проволока	Сплавы специальные Пластмассовые Сталь прокатная	По согласованию с Обществом То же 4-5 (табл. 3.3.2)	По согласованию с Обществом То же IV (табл. 3.3.6)
10.7	Жаровые трубы камер сгорания	Сплавы жаропрочные Сталь прокатная	По согласованию с Обществом 4-5 (табл. 3.3.2)	По согласованию с Обществом IV (табл. 3.3.6) IV (табл. 3.3.6)
10.8	Теплообменные поверхности регенераторов	Сплавы жаропрочные Сталь прокатная	По согласованию с Обществом 4-5 (табл. 3.3.2)	или по согласованию с Обществом IV (табл. 3.3.6) IV (табл. 3.3.6) или по

10.9	Уплотнения	Сталь кованая Сплав медный	3-9 (табл. 3.7.3.2-1) 8-9 (табл. 4.1.2) 10 (табл. 4.2.2)	согласованию с Обществом IV.1 или IV.2 (табл. 3.7.6) 3 (табл. 4.1.5-1) IV (табл. 4.2.4) IV.2 (табл. 3.7.6) или по согласованию с Обществом
		Сплавы жаропрочные	По согласованию с Обществом	То же
		Металлокерамик а	То же	То же
10.10	Заливка подшипников	Специальные сплавы	По согласованию с Обществом	IV.2 (табл. 3.7.6) или по согласованию с Обществом
10.11	Фланцы соединительных муфт	Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1)	3.2 (табл. 3.7.6)
		Сталь литая	1-4 (табл. 3.7.3.2-1) 2-4 и 7 (табл. 3.8.3)	2 (табл. 3.8.6)
10.12	Болты для соединения разъемов корпусов турбин и компрессоров	Сталь кованая	2-4 (табл. 3.7.3.1-1)	2.4 (табл. 3.7.6)
		Жаропрочные сплавы	1-4 (табл. 3.7.3.2-1) По согласованию с Обществом	IV.2 (табл. 3.7.6) или по согласованию с Обществом
11	Свободнопоршневые генераторы газа			
11.1	Цилиндры, остов, крышки, фундаментные рамы	Чугун	2-4 (табл. 3.9.3)	I (табл. 3.9.6)
		Сталь литая	2-4 (табл. 3.10.3) 2-3 (табл. 3.8.3)	I (табл. 3.10.6) 2 (табл. 3.8.6)
		Сталь прокатная	В, D и E (табл. 3.2.2-1)	п. 3.2.6 части 13
		Сталь кованая	1-3 (табл. 3.7.3.1-1)	I.1 (табл. 3.7.6)
		Сплав алюминиевый	2 (табл. 5.2.2)	I (табл. 5.2.5)
11.2	Втулки цилиндрические	Чугун	2-4 (табл. 3.9.3) 2-5 (табл. 3.10.3)	2 и 3 (табл. 3.9.6) 2 (табл. 3.10.6)
11.3	Поршни	Чугун	2-4 (табл. 3.9.3) 2-4 (табл. 3.10.3)	2 и 3 (табл. 3.9.6) 2 (табл. 3.10.6)
		Сталь литая	2-3 и 7 (табл. 3.8.3)	2 и 3 (табл. 3.8.6)
		Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1) 1-9 (табл. 3.7.3.2-1)	2.1 и 2.2 (табл. 3.7.6)
11.4	Тяги и рычаги механизмов синхронизации	Сталь кованая	2-5 (табл. 3.7.3.1-1)	2.1 (табл. 3.7.6)
11.5	Клапанные доски	Сталь прокатная	2-5 (табл. 3.3.2)	IV (табл. 3.3.6)
11.6	Выхлопные улитки и	Сталь прокатная	2-5 (табл. 3.3.2)	IV (табл. 3.3.6)

газосборники

Примечание:

1. Указаны номера таблиц части 13 «Материалы».
 2. До температуры 250° С.
 3. До температуры 300° С.
 4. Для отливок весом (массой) ≤ 100 кг.
 10. программы испытаний головного и серийного образцов механизмов;
 11. технические условия на поставку или описание с указанием основных технических характеристик механизмов;
 12. перечень ответственных деталей с указанием механических характеристик материала и величин пробного гидравлического давления;
 13. расчеты на вибрацию роторов, лопаток турбин и компрессоров (штампы об одобрении не ставятся);
 14. расчеты лопаток на длительную прочность и ползучесть (штампы об одобрении не ставятся);
 15. расчеты запасов устойчивости компрессоров (штампы об одобрении не ставятся).
- После одобрения перечисленной выше документации до начала изготовления механизмов должны быть предъявлены для одобрения инспектору Общества рабочие чертежи деталей, указанных в табл. 1.2.5.
- 1.2.4 Может быть произведено одновременное представление Обществу для рассмотрения документов и чертежей, указанных в 1.2.3.1, 1.2.3.3, 1.2.3.5, 1.2.3.7-1.2.3.12, и чертежей деталей, указанных в 1.2.5, и для одностопного их одобрения.
- 1.2.5 Детали механизмов, перечисленные в табл. 1.2.5, в процессе изготовления подлежат контролю Общества на соответствие их одобренной технической документации, а также на соответствие материала и сварных соединений деталей требованиям части 13 «Материалы» и части 14 «Сварка».
- 1.2.6 Для двигателей внутреннего сгорания, в зависимости от диаметра цилиндров, обязательное проведение испытаний материалов, требуемое 1.2.5, должно производиться в соответствии с табл. 1.2.6.

Таблица 1.2.6

Порядковый номер	Диаметр цилиндра, мм	Порядковый номер детали по табл. 1.2.5
1	До 300 включительно	1.1, 1.5, 1.6, 1.9
2	От 301 до 400 включительно	1.1, 1.2, 1.3, 1.5, 1.6, 1.8, 1.9 и 1.11
3	Более 400	Все детали от 1.1 до 1.12

По специальному требованию Общества могут проводиться также испытания труб и арматуры систем, работающих под давлением и входящих в состав двигателя.

1.2.7 Для двигателей внутреннего сгорания стальные литые и кованные детали, перечисленные в табл. 1.2.7, включая их сварные соединения, должны подвергаться в процессе изготовления контролю на отсутствие поверхностных дефектов методом магнитной или цветной дефектоскопии.

Таблица 1.2.7

Порядковый номер	Диаметр цилиндра, мм	Порядковый номер детали по табл. 1.2.5
1	До 400	1.1, 1.5 и 1.6
2	включительно Более 400	Все детали табл. 1.2.5

Зоны, подвергаемые контролю магнитной или цветной дефектоскопией, устанавливаются заводом-изготовителем по согласованию с Обществом в местах наиболее вероятного возникновения дефектов по опыту эксплуатации; при этом у анкерных связей контролю подвергается резьбовая часть на участке, равном удвоенной длине резьбы.

1.2.8 Стальные литые или кованные детали, перечисленные в табл. 1.2.8, включая их сварные соединения, должны подвергаться проверке на отсутствие внутренних пороков в материале методом ультразвукового контроля, что должно быть подтверждено протоколом завода-изготовителя.

Таблица 1.2.8

Порядковый номер	Диаметр цилиндра, мм	Порядковый номер детали по табл. 1.2.5
1	До 400	1.1, 1.2, 1.4, 1.6 и 1.7
2	включительно Более 400	1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6 и 1.7

1.2.9 В дополнение к испытаниям, предусмотренным 1.2.7 и 1.2.8, Обществу может потребоваться проведение проверки другими одобренными им методами неразрушающего контроля, если имеются сомнения в отсутствии дефектов в материале деталей.

По специальному требованию Общества находящиеся под нагрузкой сварные швы остова двигателя могут подвергаться контролю одобренными Обществом способами.

1.3 ИСПЫТАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ

1.3.1 Детали механизмов, работающие при избыточном давлении, после окончательной механической обработки, до нанесения защитных покрытий должны быть испытаны пробным гидравлическим давлением $P_{пр}$, в МПа, определяемым по формуле:

$$p_{пр} = (1,5 + 0,1k) p, \quad (1.3.1)$$

где: p – рабочее давление, МПа;

k – коэффициент, принимаемый по соответствующим табл. 1.3.1

Во всех случаях величина пробного давления должна приниматься не ниже давления, устанавливающегося при полном открытии предохранительного клапана, но не ниже 0,4 МПа для охлаждаемых полостей деталей и различного рода уплотнений и не ниже 0,2 МПа в других случаях. Если температуры или рабочие давления превышают предусмотренные в табл. 1.3.1, величина пробного давления должна быть в каждом случае одобрена Обществом

Таблица 1.3.1

Материал	Характеристика	Рабочая температура, °С, до									
		120	200	250	300	350	400	430	450	475	500
Сталь углеродистая	p , МПа, до	-	20	20	20	20	10	10	10	-	-
	k	0	0	1	3	5	8	11	17	-	-

Сталь молибденовая и молибдено- хромистая с содержанием молибдена не менее 0,4%	p, МПа, до	-	-	-	-	20	20	20	20	20	20
	k	0	0	0	0	0	1	2	3,5	6	11
Чугун	p, МПа, до	6	6	6	6	-	-	-	-	-	-
	k	0	2	3	4	-	-	-	-	-	-
Бронза, латунь и медь	p, МПа, до	20	3	3	-	-	-	-	-	-	-
	k	0	3,5	7	-	-	-	-	-	-	-

1.3.2 Допускается испытание деталей и узлов механизмов отдельно по полостям пробным давлением, назначенным соответственно рабочему давлению и температуре в каждой полости.

1.3.3 Детали двигателей внутреннего сгорания должны испытываться в соответствии с требованиями соответствующих табл. 1.3.3

Таблица 1.3.3

Наименование детали	Пробное давление ¹
Крышка цилиндра, полость охлаждения Втулка цилиндра по всей длине полости охлаждения Головка поршня, полость охлаждения после сборки со штоком, если последний создает уплотнение	0,7 МПа
Цилиндровый блок, полость охлаждения Выхлопной клапан (корпус), полость охлаждения Турбонагнетатель, полость охлаждения Выхлопной трубопровод, полость охлаждения Охладители (с обеих сторон) ² Насосы, навешенные на двигатель (масляные, водяные, топливоподкачивающие, осушительные) - рабочие полости	1,5p, но не менее 0,4 МПа
Компрессоры, навешенные на двигатель, включая цилиндры, крышки и воздухоохладители: сторона воздуха сторона воды	1,5p 1,5p, но не менее 0,4 МПа

Корпуса топливных насосов высокого давления (сторона нагнетания), форсунки и топливные трубки ³	1,5р или $p + 30$ МПа в зависимости от того, что меньше
Цилиндр продувочного насоса	0,4 МПа
Трубопроводы топливные, масляные, воздушные и водяные	В соответствии с 15.2 части 8 «Системы и трубопроводы»

1.3.4 Детали и узлы механизмов, заполненные нефтепродуктами или их парами (корпуса редукторов, поддоны и т. п.) под гидростатическим или атмосферным давлением, должны подвергаться испытаниям на маслoneпроницаемость способом, одобренным Обществом В сварных конструкциях испытанию на маслoneпроницаемость достаточно подвергать только сварные швы.

1.4 ИСПЫТАНИЯ В ДЕЙСТВИИ

1.4.1 Каждый механизм после окончания сборки, регулировки и обкатки до установки на судно должен быть испытан на стенде под нагрузкой по программе, одобренной Обществом В отдельных случаях по согласованию с Обществом испытания на стенде могут быть заменены испытаниями на судне.

1.4.2 Головные образцы механизмов должны испытываться по программе, обеспечивающей проверку надежности и длительной работоспособности отдельных деталей, узлов и механизма в целом.

1.5 ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

1.5.1 Конструкция и исполнение двигателей и механизмов, перечисленных в 1.1, должны обеспечивать их надежную работу при кренах и дифферентах судна согласно требованиям 1.6 части 7 «Механические установки».

1.5.2 Конструкция главных механизмов, предназначенных для использования на судах с одновальными установками, как правило, должна предусматривать возможность их работы в аварийных режимах на сниженной мощности при выходе из строя деталей, замена которых в судовых условиях невозможна или связана с длительной затратой времени.

1.5.3 Стальные, литые и сварные, а также чугунные детали механизмов при изготовлении должны подвергаться термической обработке в соответствии с требованиями 3.8.4, 3.9.4 части 13 «Материалы» и 3.5 части 14 «Сварка».

1.5.4 Крепежные детали движущихся частей механизмов и устройств, а также крепежные детали, находящиеся в труднодоступных местах, должны иметь приспособления или соответствующую конструкцию, не допускающие самопроизвольного их ослабления и отдачи.

1.5.5 Нагретые поверхности механизмов, представляющие опасность в пожарном отношении, должны иметь теплоогнестойкую изоляцию или должны предусматриваться конструктивные мероприятия, предотвращающие попадание на них топлива.

Теплоизоляция должна быть обшита металлическим кожухом или покрыта топливо- и маслoneпроницаемым составом.

1.5.6 Детали механизмов, соприкасающиеся со средой, вызывающей коррозию, должны быть изготовлены из антикоррозионного материала или иметь стойкие против коррозии покрытия. В охлаждающих полостях механизмов и охладителей, в которых циркулирует морская вода, должны быть установлены протекторы.

1.5.7 Системы дистанционного автоматизированного управления, в том числе аварийно-предупредительная сигнализация, должны удовлетворять требованиям части 15 «Автоматизация».

1.5.8 Системы и трубопроводы двигателей и механизмов должны удовлетворять соответствующим требованиям части 8 «Системы и трубопроводы».

1.5.9 Электрооборудование двигателей и механизмов должно удовлетворять соответствующим требованиям части 11 «Электрическое оборудование».

2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1 ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Требования настоящего раздела распространяются на двигатели внутреннего сгорания мощностью свыше 55 кВт. Для двигателей меньшей мощности Обществом могут быть допущены отступления при условии выполнения требований «Общих положений».

2.2 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

2.2.1 Двигатели должны допускать возможность работы с перегрузкой не менее 10% номинальной мощности в течение не менее 1 ч.

2.2.2 Двигатели, предназначенные для использования в судовых силовых установках в качестве главных, должны также отвечать требованиям 1.4 части 7 «Механические установки».

2.2.3 Минимальное устойчивое число оборотов главных двигателей, работающих с непосредственной передачей на винт, должно быть не более 30% расчетного числа оборотов.

2.2.4 Неравномерность хода дизель-генераторов переменного тока, предназначенных для параллельной работы, должна быть такой, чтобы амплитуда угловых колебаний вала генератора была не больше $3,5^\circ/p$, где p – число пар полюсов генератора.

2.2.5 Крейцкопфные двигатели, продувочные полости которых связаны с цилиндрами, должны иметь одобренную Обществом систему пожаротушения, автономную от системы пожаротушения машинного отделения.

2.2.6 Дизель-генераторы, предназначенные для использования в качестве аварийных, должны иметь автономные системы топлива, охлаждения и смазки.

2.3 ОСТОВ

2.3.1 Плоскости соединений деталей остова, образующие картер двигателя, должны быть плотными и непроницаемыми для масла и газов.

Детали остова (рама, стойка, блоки цилиндров и т. п.), воспринимающие нагрузки при работе двигателя, должны быть взаимно зафиксированы с помощью калиброванных деталей и иметь контрольные риски.

2.3.2 Картер и съемные крышки люков картера должны быть достаточно прочными; при этом крышки люков должны быть закреплены таким образом, чтобы исключалась возможность их смещения при взрыве.

2.3.3 В остове двигателя и сопрягаемых с ним деталях должны быть предусмотрены дренажные устройства (сточные канавки, трубопроводы и т. п.), а также приняты другие меры для исключения возможности попадания топлива и воды в циркуляционное масло.

Зарубашечные пространства блоков должны иметь спускные устройства, обеспечивающие полное их осушение.

2.3.4 Вентиляция картеров двигателей, а также устройств, которые могли бы вызвать приток наружного воздуха в картер, как правило, не допускается. Если предусмотрено принудительное удаление газов из картера (например, для обнаружения в нем дыма), то вакуум в нем не должен превышать 250 Па.

Для двигателей мощностью до 736 кВт допускается осуществлять отсос воздуха из картера с помощью турбоагнетателей или воздуходувок при условии установки надежных маслоотделителей, исключающих попадание в двигатель масла с отсасываемым воздухом.

Объединение воздушных и сточных масляных труб из картеров двух и более двигателей не допускается.

Диаметр воздушных труб из картера должен быть по возможности минимальным; при этом концы труб должны быть оборудованы пламяпрерывающей арматурой и устроены таким образом, чтобы исключалась возможность попадания воды в двигатель.

Воздушные трубы должны выводиться на верхнюю открытую палубу или в места, из которых обеспечена надлежащая вытяжка.

2.3.5 Картеры двигателей должны быть оборудованы предохранительными клапанами следующим образом:

1. у двигателей с диаметром цилиндра более 200 мм, но не превышающим 250 мм, требуется установка по одному предохранительному клапану на каждом конце картера; при этом, если эти двигатели имеют 8 и более цилиндров, следует устанавливать дополнительно предохранительный клапан в средней части картера;

2. у двигателей с диаметром цилиндров более 250 мм, но не превышающим 300 мм, требуется установка предохранительных клапанов на картере по одному через каждый один мотыль; при этом во всех случаях таких клапанов должно быть установлено на картере не менее двух;

3. у двигателей с диаметром цилиндров, превышающим 300 мм, требуется установка на картере по одному предохранительному клапану против каждого мотыля;

4. отдельные пространства картера, такие как приводной отсек распределительного вала и ему подобные, полный объем которых превышает 0,6 м³, должны быть оборудованы дополнительными предохранительными клапанами;

5. у двигателей с диаметром цилиндров до 200 мм или объемом картера, не превышающим 0,6 м³, установка предохранительных клапанов на картере не требуется.

2.3.6 Предохранительные клапаны должны быть одобренного Обществом типа. Конструкция клапанов должна отвечать следующим требованиям:

1. обеспечивать моментальное открывание клапанов при превышении давления в картере не более чем на 0,02 МПа и их быстрое закрывание, исключающее проникновение воздуха в картер;

2. выпускные отверстия клапанов должны быть надлежащим образом экранированы для уменьшения возможной опасности от выброса пламени.

2.3.7 Суммарная площадь проходных сечений предохранительных клапанов картера двигателя должна быть не менее 115 см² на каждый кубический метр полного объема картера. При расчетах полного объема картера можно производить вычет движущихся частей двигателя, расположенных внутри картера.

Каждый предохранительный клапан, который должен быть установлен на картере, согласно требованиям 2.3.5 может быть заменен не более чем двумя сгруппированными клапанами с соответственно меньшим проходным сечением каждого из них с тем, чтобы площадь проходного сечения каждого предохранительного клапана была не менее 45 см².

2.3.8 Сточные отверстия картера должны иметь решетки или сетки, предотвращающие попадание в сточный трубопровод посторонних предметов.

Указанное требование распространяется также и на двигатели с сухим картером.

2.3.9 Двигатели с диаметром цилиндров 230 мм и более на каждом рабочем цилиндре должны иметь предохранительный клапан, отрегулированный на давление, превышающее максимальное давление сгорания в цилиндре при работе на номинальных параметрах не более чем на 40%.

2.4 КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

2.4.1 Изложенный в 2.4.2 и 2.4.3 способ проверочного расчета распространяется на стальные коленчатые валы судовых дизелей с однорядным и V-образным расположением цилиндров, у которых между двумя рамовыми шейками расположена только одна мотылевая шейка; при этом интервалы между вспышками в цилиндрах двигателя равны между собой.

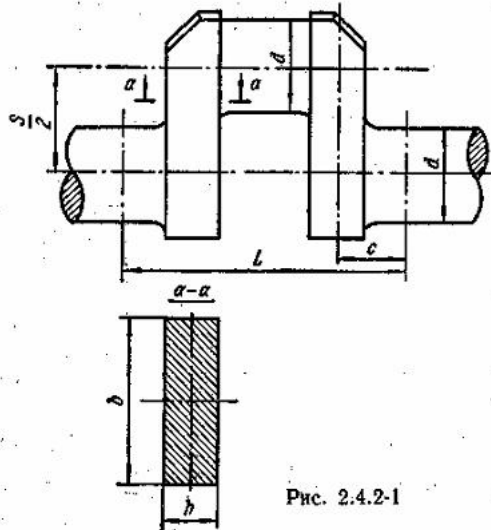


Рис. 2.4.2-1

При определении элементов вала по нижеприведенным формулам предполагается, что дополнительные напряжения от крутильных колебаний не будут превышать значений, которые могут быть допущены в соответствии с требованиями раздела 4 части 7 «Механические установки».

Чугунные коленчатые валы должны изготавливаться из чугуна с шаровидным графитом категории 3 или 4 согласно табл. 3.9.3 части 13 «Материалы».

Чугунные коленчатые валы, валы двигателей с расположением цилиндров, отличающимся от указанных в настоящем пункте, а также отступления от размеров стальных коленчатых валов могут быть допущены по согласованию с Обществом при условии представления обосновывающих расчетов или экспериментальных данных.

2.4.2 Диаметр шеек вала d (в мм) (рис. 2.4.2-1) должен быть не менее определяемого по формуле:

$$d \geq 0,25k \sqrt[3]{D^2 \sqrt{(A p_z L)^2 + (B \varphi t s)^2}}, \quad (2.4.2)$$

Где:

D – диаметр цилиндра, мм;

s – ход поршня, мм;

L – расстояние между серединами рамовых шеек, мм;

p_z – максимальное давление сгорания, МПа;

$t = 8,5 + p_i [0,85 + p_i]$ – для двухтактных двигателей;

$t = 8,5 + 0,75 p_i [0,85 + 0,75 p_i]$ – для четырехтактных двигателей;

p_i – среднее индикаторное давление, МПа;

$$k = a \sqrt[3]{\frac{\sigma_B}{2\sigma_B - 440}},$$

σ_B – предел прочности материала при растяжении, МПа; при использовании материала с пределом прочности более 800 МПа для расчета следует принимать

$\sigma_B = 800$ МПа;

$a = 0,9$ – для валов с азотированием всей поверхности либо подвергнутых другому виду упрочнения, одобренному Обществом

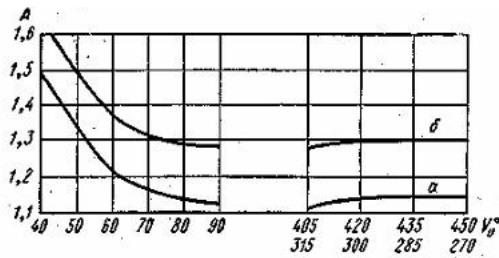


Рис. 2.4.2-2 Зависимость коэффициента A от интервала между вспышками V_U^0 в цилиндрах, работающих на одну шейку:

a — шатуны движутся в одной плоскости; b — шатуны движутся в разных плоскостях

$a = 1$ — для валов, не подвергнутых упрочнению, и для валов с местным упрочнением шеек;

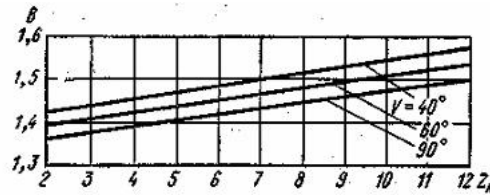


Рис. 2.4.2-3 Зависимость коэффициента B от числа цилиндров в блоке V-образных четырехтактных дизелей с интервалом между вспышками в цилиндрах, работающих на одну шейку, $360^\circ \pm V^\circ$

φ — коэффициент, принимаемый по табл. 2.4.2;

A — коэффициент, определяемый по графикам рис. 2.4.2-2

B — коэффициент, определяемый по графикам рис. 2.4.2-3 и 2.4.2-4

$A = B = 1$ — для однорядных двигателей.

Таблица 2.4.2

Тип двигателя	Число цилиндров в ряду											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Двухтактный	4,8	4,8	5,14	5,47	5,81	6,14	6,48	6,82	7,15	7,48	7,82	8,16
Четырехтактный	4,8	4,8	5,08	5,37	5,67	5,95	6,24	6,53	6,81	7,1	7,39	7,68

2.4.3 Толщина щеки вала h (в мм) (см. рис. 2.4.2-1) должна быть не менее определяемой по формуле:

$$h = 0,115 k_1 D \sqrt{\frac{(\psi_1 \psi_2 + 0,4) p_2 c A_1}{b}}, \quad (2.4.3)$$

где:

b — ширина щеки, мм; размеры b и h берутся между мотылевой и замовой шейками в плоскости, касательной к мотылевой шейке;

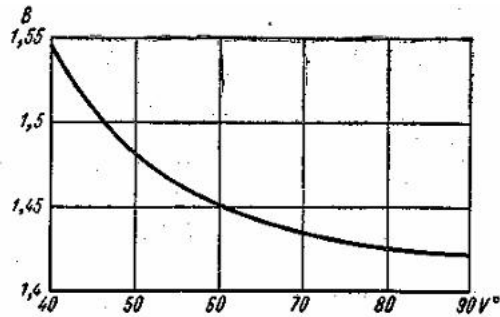


Рис. 2.4.2-4 Зависимость коэффициента B от угла развала блока V° для четырехтактных и двухтактных дизелей с интервалом между вспышками в цилиндрах, работающих на одну шейку, $\pm V^\circ$

s – расстояние от середины рамового подшипника до средней плоскости щеки, мм;

k_1 – коэффициент, учитывающий влияние материала вала и принимаемый по табл. 2.4.3-1;

Таблица 2.4.3-1

σ_B , МПа	440	500	600	700	800
k_1	1	0,97	0,9	0,86	0,82

φ_1 и φ_2 – коэффициенты, принимаемые по табл. 2.4.3-2 и 2.4.3-3; при определении коэффициента φ_1 принимается во внимание наименьший радиус галтеля;

A – коэффициент, определяемый по графикам рис. 2.4.2-2; для однорядных двигателей $A = 1$.

Таблица 2.4.3-2

Значения коэффициента φ_1							
r/h	s/h						
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2
0,1	4,50	4,50	4,28	4,10	3,70	3,30	2,75
0,1	3,50	3,50	3,34	3,18	2,88	2,57	2,18
0,2	2,90	2,90	2,82	2,65	2,40	2,07	1,83
0,2	2,50	2,50	2,41	2,32	2,06	1,79	1,61
0,3	2,30	2,30	2,20	2,10	1,90	1,70	1,40

Примечание: r – радиус галтеля, мм; s – абсолютная величина перекрытия, мм (см. рис. 2.4.3).

Таблица 2.4.3-3

Значения коэффициента φ_2						
b/d	1,20	1,40	1,50	1,80	2,00	2,20
φ_2	0,92	0,95	1,00	1,08	1,15	1,27

Промежуточные значения коэффициентов, приведенных в таблицах, определяются линейной интерполяцией.

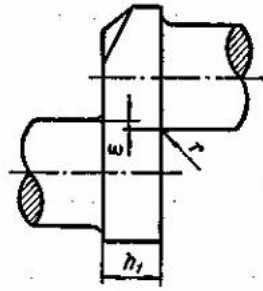


Рис. 2.4.3

2.4.4 Щеки составных коленчатых валов (рис. 2.4.4) должны удовлетворять следующим условиям:

$$h_1 \geq 0,625d; \quad (2.4.4-1)$$

$$t \geq 0,35 \sqrt{\frac{d^3}{b_1}}, \quad (2.4.4-2)$$

Где:

h_1 – толщина щеки в месте посадки рамовой шейки, мм;

t – радиальная толщина щеки, мм.

Толщина щеки может быть уменьшена до $0,525d$, но при этом должна быть обеспечена эквивалентная прочность посадки.

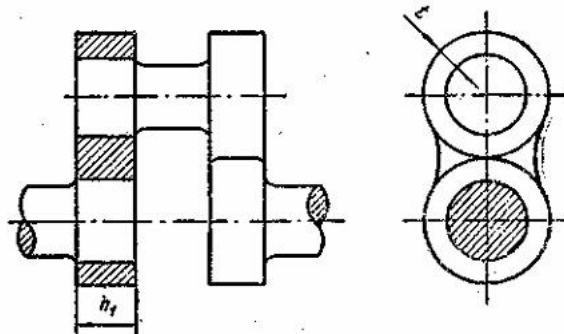


Рис. 2.4.4

2.4.5 Диаметр осевых отверстий в шейках коленчатых валов не должен превышать $0,4d$.

Если диаметр осевого отверстия больше $0,4d$, то наружный диаметр шейки должен быть увеличен до такого размера, чтобы момент сопротивления сечения шейки был равен по крайней мере моменту сопротивления шейки, определенным по формуле (2.4.2), и с диаметром отверстия, равным $0,4d$.

При диаметре осевого отверстия в шейках составных коленчатых валов, большем $0,5d$, должны быть предусмотрены местные усиления, например в области щек, с целью уменьшения упругой овализации шейки.

2.4.6 Радиус переходного галтеля от шейки к щеке у цельнокованых и полусоставных валов должен быть не менее $0,05d$.

При наличии фланцев радиус переходного галтеля к шейке вала должен быть не менее $0,08d$.

2.4.7 Выходы масляных каналов на поверхность шеек рекомендуется располагать в плоскости минимальных напряжений.

Кромки каналов должны быть закруглены радиусом не менее $0,25$ диаметра канала (отверстия) и тщательно зашлифованы.

2.4.8 Поверхностное термическое упрочнение шеек коленчатых валов не должно распространяться на галтели, за исключением случаев, когда упрочнению подвергаются валы в

целом.

2.4.9 Натяг при горячей посадке щеки на шейку должен находиться в пределах (0,0014...0,0018) d.

На наружной стороне соединений щек с рамовыми и мотылевыми шейками должны быть нанесены контрольные риски.

2.4.10 При встроенном в раму двигателя упорном подшипнике диаметр упорного вала в районе подшипника должен быть не менее диаметра коленчатого вала.

2.5 ПРОДУВКА И НАДДУВ

2.5.1 Главный двигатель при выходе из строя турбоагнетателя, как правило, должен развивать мощность не менее 20% расчетной мощности. Если это условие не может быть выполнено, должны предусматриваться запасные части турбоагнетателя согласно п. 12 табл. 5.2.1 части 7 «Механические установки».

2.5.2 При охлаждении наддувочного воздуха в продувочных ресиверах после каждого охладителя воздуха должны быть предусмотрены термометры и краники для спуска конденсата.

2.5.3 Ресиверы продувочного воздуха двухтактных двигателей с продувочными насосами объемного типа, так же как ресиверы продувочного воздуха, имеющие непосредственное соединение с цилиндрами, должны быть оборудованы предохранительными клапанами, отрегулированными на давление, превышающее давление продувочного воздуха не более чем на 50%.

Площадь проходного сечения предохранительных клапанов должна быть не менее 30 см² на каждый кубический метр объема ресивера, включая объем подпоршневых полостей у крейцкопфных двигателей с диафрагмой, если последние не используются в качестве продувочных насосов.

2.5.4 Должен быть предусмотрен спуск скапливающихся осадков из воздушных ресиверов и подпоршневых полостей двигателей.

2.5.5 Воздуховсасывающие патрубки двигателей и продувочно-наддувочных агрегатов должны быть снабжены предохранительными сетками.

2.6 ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА

2.6.1 Топливные насосы высокого давления главных двигателей должны быть оборудованы устройством для быстрого прекращения подачи топлива в любой цилиндр двигателя. Исключения допускаются для двигателей с диаметром цилиндров не более 180 мм, имеющих топливные насосы блочного типа.

2.6.2 Топливные трубопроводы высокого давления должны изготавливаться из стальных бесшовных толстостенных труб без сварных или паяных промежуточных соединений.

2.6.3 На всех главных и вспомогательных двигателях с диаметром цилиндра 250 мм и более топливные трубопроводы высокого давления должны быть надежно защищены. Эта защита должна предотвращать попадание топлива или его брызг на источники воспламенения, расположенные на двигателе, или окружающие его механизмы. Должны предусматриваться соответствующие устройства для отвода утечек топлива и предотвращения загрязнения масла топливом. Если для защиты применяются гибкие шланги, они должны быть одобренного типа. Защита требуется также и для отсечных трубопроводов, если пульсация давления в них превышает 2 МПа.

На двигателях, предназначенных для установки в машинных помещениях без постоянной вахты, защита трубопроводов высокого давления должна выполняться независимо от диаметра цилиндра.

2.6.4 Корпуса топливных насосов высокого давления главных двигателей, работающих на тяжелом топливе, должны иметь предохранительные клапаны, отрегулированные на давление, превышающее рабочее не более чем на 20%. Предохранительные клапаны должны иметь ограждение, предотвращающее разбрызгивание топлива, а также его попадание на нагретые поверхности при срабатывании клапана.

2.7 СМАЗКА

2.7.1 Лубрикаторы, обеспечивающие подачу масла на смазку цилиндров, должны быть снабжены устройством, допускающим регулирование подачи масла на каждую точку. Для наблюдения за подачей масла должно быть предусмотрено маслоуказательное устройство для контроля за поступлением масла ко всем точкам смазки, расположенное в удобном для наблюдения месте.

2.7.2 В каждом штуцере, подводящем масло в цилиндры двухтактных двигателей, а также у штуцеров, расположенных в верхней части цилиндровой втулки, должен быть предусмотрен невозвратный клапан.

2.7.3 Турбонагнетатели и регуляторы, имеющие подшипники качения, должны иметь автономные системы смазки. Отступление от этого требования может быть допущено только по особому согласованию с Обществом

2.7.4 Должны быть приняты меры, исключаяющие попадание воды и топлива в циркуляционное масло и попадание масла в охлаждающую воду.

2.8 ОХЛАЖДЕНИЕ

При применении телескопических устройств для охлаждения поршней или для подвода масла к движущимся частям должна быть предусмотрена защита от гидравлических ударов.

2.9 ПУСКОВЫЕ УСТРОЙСТВА

2.9.1 На магистрали, подводящей воздух от главного пускового клапана к пусковым клапанам цилиндров, должен быть установлен предохранительный клапан или несколько предохранительных клапанов и устройство, освобождающее эту магистраль от давления после проведения пуска.

Предохранительный клапан должен регулироваться на давление не более 1,2 давления воздуха в пусковой магистрали. Разгружающее устройство и предохранительный клапан могут размещаться непосредственно на главном пусковом клапане.

Допускается и другое устройство, предохраняющее пусковую магистраль от разрушения при взрыве в трубопроводе.

2.9.2 На каждой патрубке подвода воздуха к пусковым клапанам в крышках цилиндров рекомендуется устанавливать огнепреградители кассетного типа.

2.9.3 Двигатели с электростартерным пуском рекомендуется оборудовать навешенными генераторами для автоматической зарядки пусковых аккумуляторных батарей.

2.10 ГАЗОВЫПУСК

У двухтактных двигателей с импульсной системой газотурбинного наддува должно быть предусмотрено устройство, препятствующее попаданию обломков поршневых колец в турбонагнетатель.

2.11 УПРАВЛЕНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ

2.11.1 Пусковые и реверсивные устройства должны исключать возможность:

1. работы двигателей в направлении, отличном от заданного;
2. реверсирования двигателя при включенной подаче топлива;
3. пуска двигателя при незаконченном реверсировании;
4. пуска двигателя при включенном валоповоротном устройстве с механическим приводом.

2.11.2 Каждый главный двигатель должен иметь регулятор, отрегулированный таким образом, чтобы число оборотов двигателя не могло превысить расчетное (номинальное) число

оборотов более чем на 15%.

В дополнение к регулятору каждый главный двигатель мощностью 300 л.с. [220,8 кВт] и более, который может быть отключен и работает на ВРШ, должен иметь отдельный предельный выключатель, отрегулированный таким образом, чтобы число оборотов двигателя не могло превысить максимальное расчетное число оборотов более чем на 20%.

2.11.3 Каждый вспомогательный двигатель, приводящий в действие генератор, должен иметь регулятор частоты вращения, характеристики которого должны удовлетворять следующим требованиям:

1. при мгновенном сбросе 100% нагрузки мгновенное изменение частоты вращения двигателя не должно превышать 10% номинальной частоты вращения, а установившаяся частота вращения по истечении 5 с не должна отличаться от частоты вращения предшествовавшего режима более чем на 5% номинальной частоты вращения;

2. при мгновенном набросе 70% нагрузки, так же как и при последующем набросе оставшихся 30% нагрузки, мгновенное изменение частоты вращения двигателя не должно превышать 10% номинальной частоты вращения, а установившаяся частота вращения по истечении 5 с после наброса нагрузки не должна отличаться от частоты вращения предшествовавшего режима более чем на 5% номинальной частоты вращения;

3. при мгновенном набросе 50% нагрузки, так же как и при последующем набросе оставшихся 50% нагрузки, мгновенное изменение частоты вращения двигателя не должно превышать 10% номинальной частоты вращения двигателя, а установившаяся частота вращения по истечении 5 с после наброса нагрузки не должна отличаться от частоты вращения предшествовавшего режима более чем на 5% номинальной частоты вращения;

4. в отдельных случаях при отсутствии в электрической установке потребителей, требующих повышенной стабильности частоты, по согласованию с Обществом может быть допущено увеличение времени восстановления установившейся частоты вращения;

5. регулятор частоты вращения первичного двигателя аварийного генератора должен иметь характеристики, удовлетворяющие указанным выше требованиям в отношении изменения частоты вращения при сбросе и набросе 100% нагрузки.

В дополнение к регулятору каждый вспомогательный двигатель мощностью 300 л.с. [220,8 кВт] и более должен иметь отдельный предельный выключатель, отрегулированный таким образом, чтобы частота вращения двигателя не могла превысить номинальной частоты вращения более чем на 20%.

Отдельный предельный выключатель, указанный в 2.11.2 и в настоящем пункте, должен являться устройством, не имеющим связи с регулятором, и должен действовать даже в тех случаях, когда регулятор или его приводной механизм выйдут из строя. 2.11.4 Колебания установившегося числа оборотов (размах) дизель-генераторов переменного тока при нагрузках от 25 до 100% номинальной электрической мощности должны находиться в пределах 1% номинального числа оборотов.

2.11.4 Колебания установившегося числа оборотов (размах) дизель-генераторов переменного тока при нагрузках от 25 до 100% номинальной электрической мощности должны находиться в пределах 1% номинального числа оборотов.

Регулятор должен обеспечивать и иметь устройство для местного и дистанционного изменения оборотов в пределах 10%.

2.11.5 Предельный выключатель, как правило, должен иметь привод через механическую передачу с минимальным количеством промежуточных звеньев и должен срабатывать при оборотах, превышающих максимальные расчетные обороты.

По требованию Общества двигатели должны оборудоваться предельными выключателями, воздействующими одновременно на заслонки, прекращающие поступление воздуха в цилиндры, и на прекращение подачи топлива в случаях, когда применение одного из указанных методов не обеспечивает достаточно быстрой остановки двигателя.

2.12 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

2.12.1 Посты управления главными двигателями должны быть оборудованы приборами для

измерения:

1. числа оборотов коленчатого вала, а при наличии разобщительных муфт и числа оборотов гребного вала;
2. числа оборотов турбоагнетателей (для двухтактных двигателей);
3. давления масла перед двигателем;
4. давления пресной воды в системе охлаждения;
5. давления забортной воды в системе охлаждения;
6. давления пускового воздуха перед главным пусковым клапаном;
7. давления топлива перед насосами высокого давления (при наличии топливopодкачивающего насоса);
8. давления в системах охлаждения форсунок и поршней;
9. давления в системе реверсивного устройства;
10. давления в продувочных ресиверах;
11. температуры выхлопных газов у каждого цилиндра (для двигателей с диаметром цилиндров 180 мм и более);
12. температуры газа перед и за турбоагнетателями;
13. температуры входящей в двигатель и выходящей из каждого цилиндра и поршня охлаждающей воды и масла для двигателей с диаметром цилиндров более 180 мм; для двигателей с диаметром цилиндров 180 мм и менее - только на входе и выходе из двигателя;
14. температуры масла перед двигателем;
15. температуры воздуха после воздухоохладителей;
16. силы тока и напряжения в цепи зарядки и напряжения в цепи разрядки пусковых аккумуляторных батарей (для двигателей с электростартерным пуском);
17. температуры топлива перед насосами высокого давления (для топлива, требующего подогрева).

При наличии дистанционного поста управления и сохранении местного поста последний должен быть оборудован приборами для измерения параметров, указанных в 2.12.1.1, 2.12.1.3-2.12.1.6, 2.12.1.8.

При наличии передач с циркуляционной системой смазки на посту управления главным двигателем должны быть установлены приборы для измерения давления масла, поступающего на подшипники передачи, и температуры отработавшего масла каждого подшипника. Непосредственно на передаче должны быть установлены устройства для визуального контроля поступления масла на каждый подшипник.

При оборудовании постов управления контрольно-измерительными приборами также должны выполняться требования 1.8 части 7 «Механические установки».

Примечание: если измерение температур (13., 14., 15.) осуществляется местными приборами, то по согласованию с Обществом приборы на местном посту управления могут не устанавливаться.

2.12.2 Главные и вспомогательные двигатели мощностью более 50 л. с. [37 кВт] должны быть оборудованы средствами предупредительной звуковой и световой сигнализации, подающей сигналы при снижении давления масла в системе циркуляционной смазки ниже допустимого предела.

Рекомендуется также устанавливать приборы аварийно-предупредительной сигнализации по следующим параметрам:

1. снижение давления в системе охлаждения пресной воды;
2. снижение уровня масла в напорной цистерне турбоагнетателей;
3. повышение температуры смазочного масла на входе в двигатель;
4. повышение температуры охлаждающей воды или масла на выходе из двигателя;

5. снижение температуры подогрева тяжелого топлива.

2.12.3 Рекомендуется установка приборов, сигнализирующих о появлении взрывоопасной концентрации масляных паров в картере двигателя.

2.12.4 Посты управления вспомогательными двигателями должны быть оборудованы приборами в соответствии с 2.12.1.1, 2.12.1.3-2.12.1.7, 2.12.1.10, 2.12.1.11, 2.12.1.13 (только на входе или выходе из двигателя), 2.12.1.14, 2.12.1.16.

3. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

3.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

3.1.1 Главный турбозубчатый агрегат должен обеспечивать реверс с полного переднего хода при расчетной мощности на задний ход и реверс в обратном направлении с применением контрпара.

3.1.2 Турбоагрегаты, предназначенные для использования в судовых силовых установках в качестве главных, должны отвечать также требованиям раздела 1.4 части 7 «Механические установки».

На судах с многовальными установками при винтах фиксированного шага турбоагрегат каждого вала должен иметь турбину заднего хода.

3.1.3 Турбины вспомогательных механизмов должны запускаться без предварительного прогрева.

3.1.4 На одновинтовых судах с многокорпусными турбинами должны быть приняты меры для обеспечения безопасной работы при перекрытии подачи пара к любому из корпусов. Для этой цели пар может непосредственно подаваться на турбину низкого давления, а турбины высокого или среднего давления могут непосредственно отводить пар на конденсатор.

При этом должны предусматриваться надлежащие устройства и органы управления для работы в указанных условиях с тем, чтобы давление и температура пара не превысили безопасных значений для турбины и конденсатора.

3.2 РОТОР

3.2.1 Расчет деталей ротора на прочность должен производиться на максимальную мощность, а также на иные возможные нагрузки, при которых напряжения могут достигать максимального значения.

Кроме того, должен производиться проверочный расчет напряжения в роторе и его деталях при оборотах, превышающих максимальные на 20%.

3.2.2 Критическое число оборотов ротора должно превышать расчетное число оборотов, соответствующее расчетной мощности, не менее чем на 20%.

Снижение критического числа оборотов может быть допущено при условии представления доказательств надежности работы турбины на всех эксплуатационных режимах.

3.2.3 Для каждого вновь спроектированного облопатывания требуется расчет на вибрацию и последующая опытная проверка его вибрационной характеристики.

3.2.4 Конструкция замка лопаток со съемной частью щеки диска и другие подобные конструкции, вызывающие значительное местное ослабление обода, не допускаются.

3.2.5 Роторы турбины в окончательно собранном виде должны быть динамически уравновешены на балансировочной машине с чувствительностью, соответствующей размерам и весу ротора.

3.3 КОРПУС

3.3.1 В стальных литых корпусах турбин допускается приварка отдельных литых частей и патрубков для присоединения ресиверов, труб и арматуры.

3.3.2 Пароподводящий патрубок турбины заднего хода не должен быть жестко связан с внешним корпусом турбины.

3.3.3 Применение прокладок между фланцами горизонтальных и вертикальных разъемов турбин не допускается; в целях уплотнения разрешается покрывать поверхности разъемов графитовыми обмазками.

3.3.4 Диафрагмы, закрепленные в корпусе турбины, должны иметь возможность теплового расширения в радиальном направлении в пределах допустимой расцентровки.

3.3.5 Расчет диафрагмы должен производиться на нагрузку, соответствующую максимальному перепаду давления в ступени. Фактический прогиб диафрагмы должен быть меньше прогиба, при котором возможны задевания за диски или в уплотнении диафрагмы.

3.3.6 В корпусе турбины низкого давления должны предусматриваться горловины для осмотра облопатывания последних ступеней. У турбин со встроенными конденсаторами должны предусматриваться горловины для осмотра верхних рядов трубок и, по возможности, для доступа внутрь конденсатора.

3.3.7 Конструкция турбины должна допускать подъем крышек подшипников без разборки корпуса турбины и концевых частей уплотнительных устройств и трубопроводов.

3.4 ПОДШИПНИКИ

3.4.1 У главных турбин должны применяться подшипники скольжения. В турбинах, проектируемых на быстрый пуск с холодного состояния, рекомендуется применение подшипников с самоустанавливающимися вкладышами.

3.4.2 Упорные подшипники главных турбин должны быть, как правило, одноребенчатые. Применение подшипников других конструкций должно быть одобрено Обществом

Подшипники, нагруженные удельным давлением более 20 кгс/см² [2 МПа], рекомендуется оборудовать поворотными обоймами или устройствами для автоматического выравнивания давления на сегменты

3.4.3 Толщина антифрикционного слоя сегментов упорного подшипника должна быть меньше минимального осевого зазора в проточной части турбины, но не менее 1 мм.

3.5 СИСТЕМЫ ОТСОСА, УПЛОТНЕНИЯ И ПРОДУВАНИЯ

3.5.1 Главные турбоагрегаты должны иметь систему отсоса пара и уплотнения наружных уплотнительных устройств с автоматическим регулированием давления уплотняющего пара.

Помимо автоматического должно предусматриваться ручное управление системой отсоса и уплотнения пара.

3.5.2 Каждая турбина должна иметь систему продувания, обеспечивающую полное удаление конденсата из всех ступеней и полостей турбины.

Система продувания должна быть так устроена, чтобы исключалась возможность поступления конденсата в неработающие турбины.

3.6 УПРАВЛЕНИЕ, ЗАЩИТА И РЕГУЛИРОВАНИЕ

3.6.1 Каждый главный турбоагрегат должен иметь маневровое устройство, предназначенное для управления и маневрирования.

Приводы управления маневровыми клапанами турбоагрегата мощностью 7360 кВт и более должны быть механизированы; при этом следует предусматривать аварийное ручное управление клапанами.

3.6.2 Время перекладки органов управления маневрового устройства турбоагрегата из положений полного переднего хода судна на полный задний ход или в обратном направлении не должно превышать 15 с.

3.6.3 Главные и вспомогательные турбины должны иметь автомат безопасности (быстрозапорный клапан), автоматически прекращающий доступ пара в турбину при достижении

ею предельного числа оборотов. Быстрозапорный клапан должен закрываться от действия предельного выключателя, непосредственно соединенного с валом турбины. В качестве предельного выключателя может быть применен масляный выключатель, получающий импульс от импеллера, имеющего непосредственный привод от вала турбины.

У многокорпусных турбин предельный выключатель должен устанавливаться на валу каждой турбины. Предельный выключатель должен исключать возможность разгона турбины сверх числа оборотов, указанного в 3.2.1. Если турбина снабжена регулятором скорости, предельный выключатель должен срабатывать при оборотах, превышающих максимально допустимые регулятором скорости.

Турбоагрегаты, предназначенные для использования в установках с электрической передачей, реверсивным редуктором или на винт регулируемого шага, в дополнение к предельному выключателю или в сочетании с ним должны иметь регулятор скорости, ограничивающий число оборотов турбины при изменении нагрузки.

Мгновенное изменение числа оборотов турбогенераторов при набросе или сбросе 100%-ной нагрузки не должно превышать 10% расчетного (номинального) числа оборотов, отсчитанных от числа оборотов предшествовавшего режима; число оборотов вновь установившегося режима не должно отличаться от числа оборотов предшествовавшего режима более чем на 5% расчетного числа оборотов.

Регуляторы скорости турбогенераторов должны удовлетворять требованиям 2.11.3.

3.6.4 У каждой турбины должно предусматриваться устройство для экстренного прекращения подачи пара в турбину, мгновенно закрывающее быстрозапорный клапан воздействием руки.

У главного турбоагрегата это устройство должно приводиться в действие из двух мест, расположенных на одной из турбин и на посту управления.

3.6.5 Паропровод между маневровым устройством и сопловой коробкой должен иметь по возможности малый объем для исключения недопустимого разгона турбины при аварийном закрытии быстрозапорного клапана.

3.6.6 В турбинах с отбором пара на магистралях отбора должны устанавливаться невозвратно-запорные клапаны, автоматически закрывающиеся одновременно с закрытием быстрозапорного клапана.

3.6.7 Главные турбоагрегаты и турбины турбогенераторов помимо предельного выключателя должны иметь устройства, автоматически воздействующие на быстрозапорный клапан и прекращающие доступ пара в турбину в случаях:

1. падения давления смазочного масла в системе ниже установленного заводом-строителем;
2. повышения давления в конденсаторе сверх установленного заводом-строителем;
3. предельного сдвига ротора любой турбины главного турбоагрегата.

3.6.8 Для защиты от недопустимого повышения температуры масла в любом из подшипников главного турбоагрегата следует предусматривать аварийно-предупредительную сигнализацию.

3.6.9 Турбины, работающие на противодавление, должны быть оборудованы сигнальными клапанами для предупреждения о повышении давления в выхлопном патрубке сверх допустимого предела.

3.7 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

3.7.1 Посты управления главными турбоагрегатами должны быть оборудованы приборами для измерения:

1. оборотов вала турбины и валопровода;
2. давления и температуры пара за маневровым клапаном, в сопловых коробках турбин переднего и заднего хода, в камере регулировочной ступени, в магистралях отборов и в системе отсоса и уплотнений;

3. температуры отработавшего масла каждого подшипника (применение дистанционных указателей температуры не исключает установки местных приборов);

4. режимов подготовки к пуску, реверсов, поддержания в готовности и приведения в состояние длительной стоянки;

5. давления масла на напорном трубопроводе за маслоохладителем;

6. вакуума в соответствии с 14.4.2 части 8 «Системы и трубопроводы».

3.7.2 Главные турбоагрегаты, кроме приборов, указанных в 3.7.1, должны быть оборудованы:

1. приборами, контролирующими поступление масла на каждый подшипник;

2. устройствами для измерения осевого положения ротора;

3. штатными устройствами для замера износа белого металла вкладышей и сегментов каждого опорного и упорного подшипника;

4. скобами или другими приборами для проверки положения каждого ротора в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

5. приборами, контролирующими давление и температуру пара в условиях аварийных режимов при отключении любого корпуса турбины.

3.7.3 Вспомогательные турбогенераторы должны быть оборудованы приборами в соответствии с 3.7.1.

3.7.4 Турбоагрегаты должны быть оборудованы средствами аварийно-предупредительной сигнализации по следующим параметрам:

1. по падению давления масла в масляной системе;

2. по повышению температуры масла на выходе из каждого подшипника;

3. по повышению давления масла на входе в турбоагрегат;

4. по повышению давления в конденсаторе;

5. по осевому сдвигу роторов.

4. ПЕРЕДАЧИ И РАЗОБЩИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

4.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

4.1.1 Реверсивно-редукторные зубчатые передачи, предназначенные для использования для главного привода, должны также отвечать требованиям главы 1.4 части 7 «Механические установки».

4.1.2 Детали с окружной скоростью от 5 до 20 м/с должны подвергаться статической, а с окружной скоростью более 20 м/с также и динамической балансировке.

Точность динамической балансировки должна определяться формулой

$$v \leq \frac{1,2 \cdot 10^5}{n} \quad (4.1.2)$$

Где:

v – расстояние между центром тяжести и геометрической осью вращения детали, мм;

n – число оборотов в минуту [в секунду].

Части соединительных муфт должны балансироваться совместно с деталями, с которыми они жестко скреплены.

4.1.3 Конструкция главных передач должна обеспечивать удобный доступ ко всем подшипникам и вскрытие их без подъема верхней части корпуса.

На корпусах передач должно быть достаточное количество горловин с легкоъемными

крышками для возможности внутреннего осмотра.

Расположение горловин должно обеспечивать возможность осмотра зубьев по всей длине и подшипников, находящихся внутри передачи.

Применение настоящего требования к планетарным передачам является предметом специального рассмотрения Обществом

4.1.4 Корпуса передач должны быть оборудованы вентиляционными устройствами. Вентиляционные трубы должны выводиться на верхнюю открытую палубу или в места, из которых обеспечена вытяжка. Концы вентиляционных труб должны быть оборудованы пламепрерывающей арматурой и устроены так, чтобы исключалась возможность попадания воды внутрь передачи.

4.1.5 Если главный упорный подшипник помещен в корпусе передачи, то нижняя часть корпуса должна иметь надлежащие подкрепления.

4.1.6 Подшипники скольжения главных передач должны иметь устройство для замеров осевого и радиального положения валов без разборки корпуса. Каждый подшипник скольжения и каждый упорный подшипник должны быть снабжены устройством для измерения температуры.

4.2 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.2.1 Общие указания.

4.2.1.1 Требования настоящей главы распространяются на главные и вспомогательные зубчатые передачи с цилиндрическими колесами с наружным и внутренним зацеплением, прямым или косым расположением зубьев с эвольвентным профилем. Главные передачи с любым типом двигателя, а также вспомогательные турбопередачи относятся к группе А, остальные вспомогательные зубчатые передачи - к группе Б.

4.2.1.2 Планетарные передачи должны иметь уравнильные устройства. В передачах с числом сателлитов больше трех обод венца эпициклического колеса должен выполняться податливым в радиальном направлении.

4.2.2 Зубчатые колеса.

4.2.2.1 Шестерни должны изготавливаться из легированной стали с пределом прочности от 63 до 100 кгс/мм² [от 630 до 1000 МПа].

4.2.2.2 Твердость материала зубьев шестерни должна быть выше твердости материала зубьев колеса не менее чем на 15%. Это требование не распространяется на механизмы с упрочненной поверхностью зубчатых колес (цементирование, азотирование, поверхностная закалка и т. п.).

4.2.2.3 Зубья шестерен и колес при отношении $B/d_1 \geq 0,3$ (рис. 4.2.2.3) должны быть скошены по торцам под углом $45^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ$ на глубину не менее 1,5 модуля (здесь d_1 - диаметр начальной окружности).

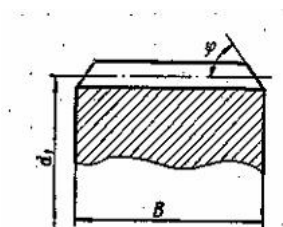


Рис. 4.2.2.3

4.2.2.4 Минимальный радиус закругления ножки зуба должен быть не менее $0,4m_n$.

4.2.2.5 Прочность зубьев и других элементов шестерен и колес должна быть доказана расчетом. При этом должны учитываться дополнительные нагрузки, обусловленные крутильными колебаниями, штормовой погодой, маневрами и реверсом судна, буксировкой, различной загрузкой судна, зависимостью неравномерности сопротивления винта от количества лопастей.

Кроме того, прочность элементов зубчатых передач должна удовлетворять условиям

настоящего раздела.

4.2.2.6 При проектировании главных зубчатых передач для судов с ледовыми усилениями должны учитываться требования 4.2.3.3 настоящего раздела.

4.2.2.7 Техническая документация зубчатых передач, представляемая Обществу для одобрения, должна содержать следующие данные:

M_1 - крутящие моменты, передаваемые каждой шестерней при максимальной длительно действующей нагрузке (для судов ледового класса см. 4.2.3.3), Н·м

d_1 - диаметр начальной окружности каждой шестерни, см;

B - рабочая ширина зубчатого венца, см;

z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса;

$i = z_2/z_1$ - передаточное отношение каждой ступени;

m_n и m_s - модули нормальный и торцовый, мм;

t_0 - осевой шаг, мм;

β_d, β_o - угол наклона линии зубьев на делительном и основном цилиндрах, град;

α_d - профильный угол исходного контура, град;

ε_s - коэффициент перекрытия для косозубого зацепления;

ξ_1 и ξ_2 - коэффициенты коррекции, отнесенные к торцовому модулю;

α_n - угол зацепления в нормальном сечении, град;

v - окружная скорость в зацеплении, м/с;

σ_b - предел прочности сердцевины зуба, МПа;

Δt_0 - погрешность основных шагов.

Дополнительно для планетарных передач:

ν - коэффициент Пуассона;

a_p - число сателлитов;

d'_o - диаметр внутренней расточки солнечного колеса, см;

h - минимальная толщина обода солнечного колеса и сателлита без зубьев, см;

E - модуль упругости первого рода, МПа;

ρ - радиус кривизны нейтральной линии обода сателлита, см;

α_{sm} - профильный угол зубьев муфты подвески зубчатого колеса, град;

$N_{ц.э}$ - число циклов напряжений для каждого зубчатого колеса передачи Б;

i_p - передаточное отношение между ведущим и ведомым валом механизма.

4.2.2.8 Зубчатая передача должна удовлетворять условиям:

Таблица 4.2.2.8-1

Машина	Способ соединения	Значения k	
		Передачи А	Передачи Б
Паровая турбина Электромотор Двигатель внутреннего сгорания	Любой способ	1	1
	То же	1	1
	Гидродинамическая или электромагнитная муфта	1	1
	Упругая муфта	1,2	1,1
	Жесткая муфта	1,4	1,3

HB(HRC) - твердость рабочих поверхностей зубьев;

- вид поверхностного упрочнения зубьев;

δ - минимальная толщина упрочненного слоя, мм;

HB_c - твердость сердцевины зубьев;

контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_k \leq [\sigma_k] \quad (4.2.2.8-1)$$

и изгибной прочности

$$\sigma \leq [\sigma]. \quad (4.2.2.8-2)$$

Расчетное значение контактных напряжений в МПа определяется по формуле:

(4.2.2.8-3)

$$\sigma_k = \frac{2,15}{d_1} \sqrt{\frac{M_1 k_{np} k_d (i \pm 1)}{B \phi_k \varphi_k \lambda_{min} i}}$$

(знак «+» - для внешнего зацепления; знак «-» для внутреннего).

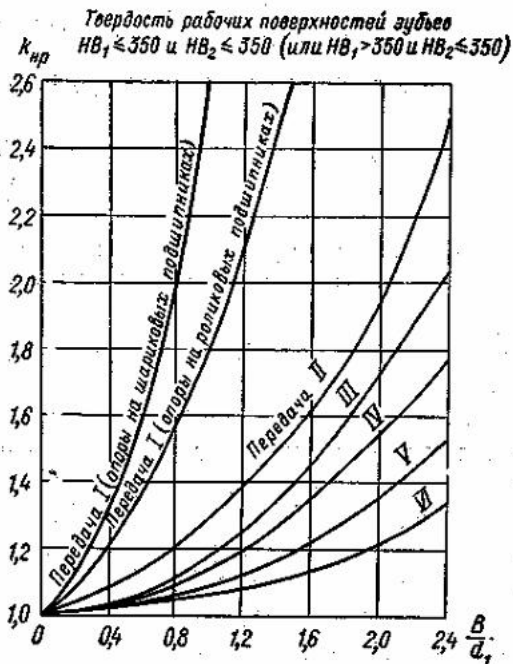
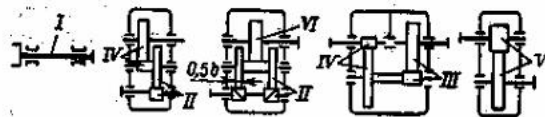


Рис. 4.2.2.8-1 График для определения k_{np}

Здесь k - коэффициент, принимаемый по табл. 4.2.2.8-1;

k_{np} - коэффициент, определяемый по рис. 4.2.2.8-1 и 4.2.2.8-2;

k_d - коэффициент, определяемый по формуле:

$$k_d = 1 + \frac{B d_1 g}{M_1} c; \quad (4.2.2.8-4)$$

$c = 1$ - для прямозубых передач, $c = 0,5$ - для косозубых передач;

g - принимается по табл. 4.2.2.8-2; при $v < 1,5$ м/с принимается $k_d = 1$;

$\vartheta_k = 1,0$ - для прямозубых передач;

$\vartheta_k = 1,45$ - для передач группы А с косым и шевронным зацеплением;

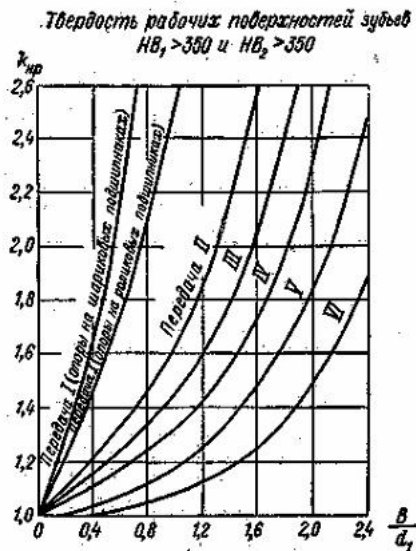


Рис. 4.2.2.8-2 График для определения $k_{H\beta}$

$\vartheta_k = 1,25$ - для передач группы Б с косым и шевронным зацеплением;

$\varphi_k = 1$ - для косозубых передач и прямозубых передач с высотной коррекцией и некорректированных;

φ_k - для прямозубых передач с угловой коррекцией принимается по рис. 4.2.2.8-3;

$\lambda_{\min} = 1$ - для прямозубых передач и косозубых передач с отношением $B/t_a \geq 3$;

$\lambda_{\min}$ - для косозубых передач с отношением $B/t_a < 3$ определяется по рис. 4.2.2.8-4;

$[\sigma_k]$ - допускаемые контактные напряжения в МПа определяются следующим образом:

при $HV < 270$:

$$[\sigma_k] = 2,25HV;$$

при $270 < HV \leq 350$:

$$[\sigma_k] = 620 + 1,2 (HV - 280);$$

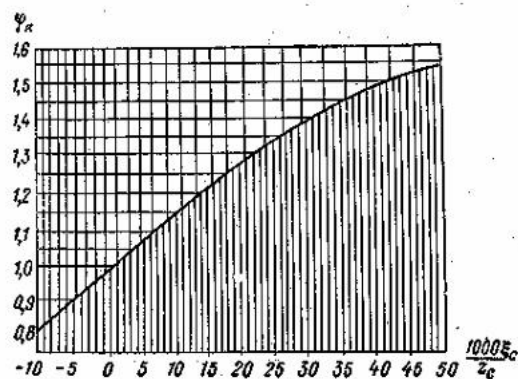


Рис. 4.2.2.8-3 График для определения коэффициента φ_k , учитывающего влияние угловой коррекции передачи зацепления с углом $\alpha_d = 20^\circ$
 $\xi_c = \xi_1 \pm \xi_2; z_c = z_1 \pm z_2$

при объемной и поверхностной закалке

до $40 \leq HRC \leq 56$

$$[\sigma_k] = 820 + 8,5 (HRC - 40);$$

для легированных цементируемых сталей:

при $54 \leq \text{HRC} \leq 64$

$[\sigma_k] = 1030 + 11,5 (\text{HRC} - 54)$;

для высоколегированных цементируемых сталей:

при $54 \leq \text{HRC} \leq 64$

$[\sigma_k] = 1120 + 13 (\text{HRC} - 54)$;

для азотированных и цианированных зубчатых колес:

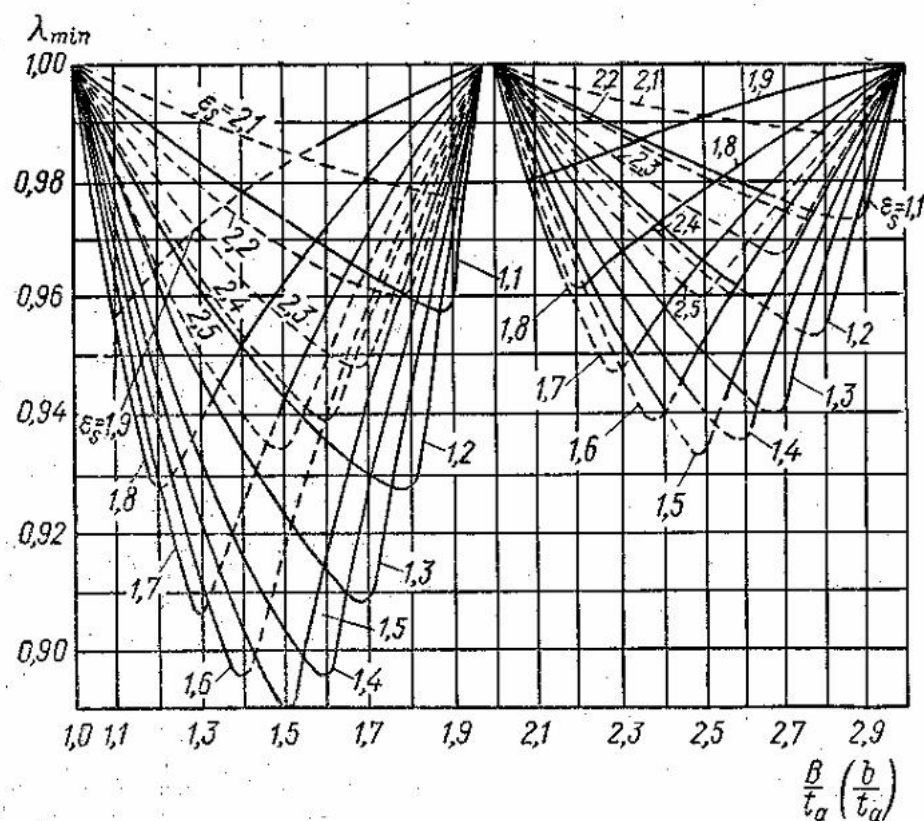


Рис. 4.2.2.8-4 График для определения коэффициента $\lambda_{\min}$ (при $B > l_0$) косозубых цилиндрических передач в зависимости от коэффициента перекрытия ε_s (при $\varepsilon_s > 1$) и отношения B/t_a

+Таблица 4.2.2.8-2

	Модуль m_n , мм					U	g
	Свыше 1 до 2,5	Свыше 2,5 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 16	Свыше 16 до 20		
Погрешность основных шагов Δt_o , мкм	$\Delta t_o < \pm 6$	$\Delta t_o < \pm 7$	$\Delta t_o < \pm 9$	$\Delta t_o < \pm 11,5$	-	0,32	25
	$\geq \pm 6$	$\geq \pm 7$	$\geq \pm 9$	$\geq \pm 11,5$	-	0,46	45
	$\geq \pm 10$	$\geq \pm 11$	$\geq \pm 14$	$\geq \pm 19$	-	0,65	80
	$\geq \pm 16$	$\geq \pm 18$	$\geq \pm 22$	$\geq \pm 30$	$\Delta t_o \geq \pm 45$	0,90	150
	$\geq \pm 25$	$\geq \pm 28$	$\geq \pm 36$	$\geq \pm 48$	$\geq \pm 70$	1,15	300
	-	$\geq \pm 45$	$\geq \pm 55$	$\geq \pm 75$	$\geq \pm 110$	1,70	500

$[\sigma_k] = 1030 + 1,87 (\text{HB} - 220)$

Для прямозубых передач принимается меньшее из значений $[\sigma_k]_1$ и $[\sigma_k]_2$, определенных для шестерни 1 и колеса 2.

Для косозубых передач принимается

$$[\sigma_k] = 0,5 ([\sigma_k]_1 + [\sigma_k]_2),$$

где $[\sigma_k]_1$ и $[\sigma_k]_2$ - допускаемые контактные напряжения соответственно для шестерни и колеса, определенные по вышеприведенным зависимостям в МПа.

При этом, если величина $[\sigma_k]$ косозубой передачи превышает меньшее из двух значений $[\sigma_k]_1$ и $[\sigma_k]_2$ более чем на 20%, то ее следует принимать при $v > 20$ м/с, равной 1,1 $[\sigma_k]$ меньшего значения, при $v_k \leq 20$ м/с, равной 1,2 $[\sigma_k]$ меньшего значения.

Для турбинных передач принимается

$$[\sigma_k] = 0,9 [\sigma_k]_2.$$

Для передач группы Б допускаемые напряжения могут быть увеличены на 40% при HB $\leq$ 350 и на 25% при HB $>$ 350 (HRC $>$ 38).

Примечания:

1. В случае передач с α_d , отличным от 20° , значения $[\sigma_k]$, вычисленные по рекомендованным зависимостям, следует умножить на

$$\sqrt{\frac{\sin 2\alpha_d}{\sin 40^\circ}}.$$

2. Не рекомендуется применять азотирование для цилиндрических зубчатых передач с консольным расположением шестерни; это замечание относится также и к передачам с неконсольным расположением, но с недостаточно жесткой конструкцией.

Расчетное значение контактных напряжений для планетарных передач определяется также по формуле (4.2.2.8-3), где M_1 - крутящий момент в Нм;

для зацепления I (рис. 4.2.2.8-5)

$$M_1 = \frac{|M_a|}{a_p} \Omega_a \text{ при } z_a \leq z_g;$$

$$M_1 = M_g \Omega_a \text{ при } z_a > z_g;$$

для зацепления 2

$$M_1 = M_2 \Omega_b;$$

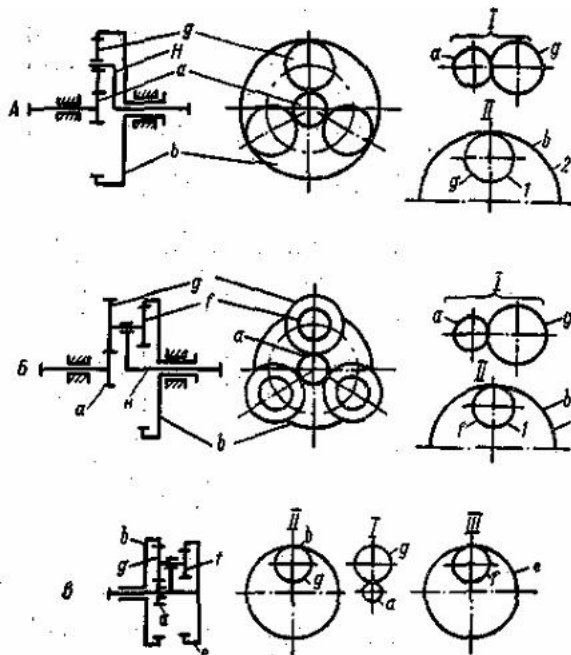


Рис. 4.2.2.8-5 Схемы зацеплений планетарных передач

для зацепления 3

$$M_1 = M_f \Omega_c;$$

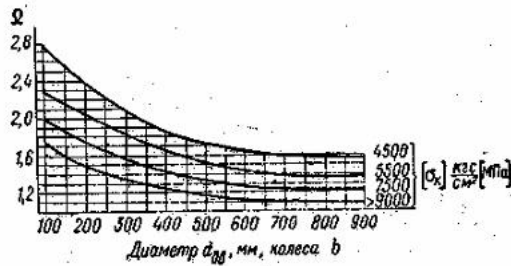


Рис. 4.2.2.8-6 Ориентировочные значения коэффициентов неравномерности Ω

Ω_a , Ω_b , Ω_c - коэффициенты неравномерности распределения нагрузки среди сателлитов, принимаются равными: $\Omega_a = \Omega_b = 1,1$ - для схем А и Б (рис. 4.2.2.8-5) с плавающей подвеской центральных колес;

Ω_b - для схем А и Б (рис. 4.2.2.8-6), не имеющих плавающей подвески, - по рис. 4.2.2.8-6;

$\Omega_a = 2$ - для схемы В (рис. 4.2.2.8-5) при $a_p > 1$ и неплавающем центральном колесе а;

$\Omega_a = 1,25$ - для схемы В (рис. 4.2.2.8-5) при $a_p > 1$ и плавающем центральном колесе а;

$$\left. \begin{aligned} \Omega_e &= 1 \\ \Omega_b &= 1 + \frac{z_b}{z_a |i_p|} (\Omega_a - 1) \end{aligned} \right\}$$

- для схемы В (рис. 4.2.2.8-5) при плавающем колесе е;

$$\left. \begin{aligned} \Omega_b &= 1 \\ \Omega_e &= 1 + \frac{z_b}{z_a |i_p|} (\Omega_a - 1) \end{aligned} \right\}$$

- для схемы В (рис. 4.2.2.8-5) при плавающем колесе b;

k_{np} - коэффициент, определяемый следующим образом.

Для передач группы А в зацеплении эпицикла с сателлитом

$k_{np} = 1$ - для прямозубых зацеплений;

k_{np} - для шевронных зацеплений определяется по рис. 4.2.2.8-7.

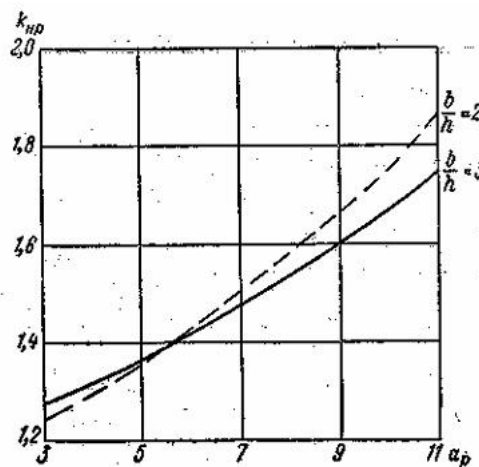


Рис. 4.2.2.8-7 Коэффициент неравномерности распределения удельной нагрузки по ширине обода косозубых венцов внутреннего зацепления в зависимости от числа сателлитов

Для передач группы А в зацеплении солнца с сателлитом:

k_{np} - определяется по формулам табл. 4.2.2.8-3, в которых:

- c - находится по рис. 4.2.2.8-9;
- $b = B$ - для прямозубых передач;
- $b = 0,5B$ - для шевронных передач;

$$\mu = \frac{1}{600da} \sqrt{\frac{ca_p}{1 - \left(\frac{d'_a}{d_a}\right)^4}};$$

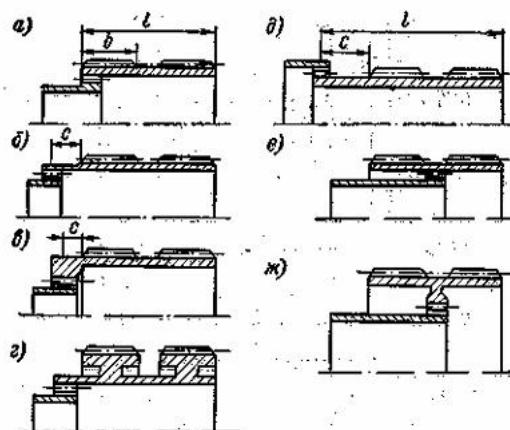


Рис. 4.2.2.8-8 Варианты конструктивного оформления подвода крутящего момента к телу солнечного колеса

Таблица 4.2.2.8-3

Номер рисунка	Формула
Рис. 4.2.2.8-8, з, ж	$k_{np} = 1$
Рис. 4.2.2.8-8, д, е	$k_{np} = 2\mu b \left[\frac{1}{\text{th}(\mu b)} - \frac{1}{2 \text{sh}(\mu b)} \right]$
Рис. 4.2.2.8-8, е	$k_{np} = 0,5\mu \left[\frac{2b + c\gamma\mu^{-2}q_{cp}^{-1}}{\text{th}(\mu b)} - \frac{c\gamma\mu^{-2}q_{cp}^{-1}}{\text{sh}(\mu b)} \right], \quad \gamma = \frac{aq_{cp}(\psi_1 - \psi_2) \sin \alpha_s}{16\alpha_s D}$
Рис. 4.2.2.8-8, а, б	$k_{np} = 2\mu b \left[\frac{1}{\text{th}(\mu b)} - \frac{1}{2 \text{sh}(\mu b)} \right] \text{ при } \frac{z_b}{z_a} > 2$
	$k_{np} = 0,5\mu \left[\frac{4b + c\gamma\mu^{-2}q_{cp}^{-1}}{\text{th}(\mu b)} - \frac{2b + c\gamma\mu^{-2}q_{cp}^{-1}}{\text{sh}(\mu b)} \right] \text{ при } \frac{z_b}{z_a} \leq 2$
	$\gamma = \frac{2,57aq_{cp}}{E \sqrt{k_p^3 k_n}} \sqrt{\left(\frac{R}{h}\right)} \sin \alpha_s (\theta_1 - \theta_2)$

$q_{\text{ср}}$ — средняя удельная нагрузка,
кгс/см [Н/м];

$$q_{\text{ср}} = \frac{M_a \Omega_a}{d_a B a_p \cos \alpha_s};$$

$$\alpha = \frac{a_p}{\pi} \left(\frac{2b}{\alpha_a} \right) \frac{\cos \alpha_s \operatorname{tg} \alpha_{SM}}{\frac{d'_a}{d_a} + \frac{h}{d_a}};$$

$$\alpha = \frac{1,285}{\sqrt{Rh}} \sqrt[4]{\frac{k_p}{k_n}},$$

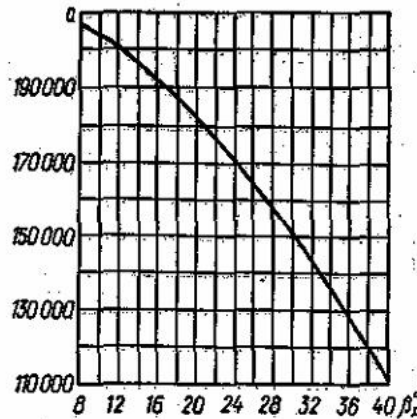


Рис. 4.2.2.8-9 График для определения величины удельной жесткости в кгс/см² [МПа] косозубых передач в зависимости от угла β_d

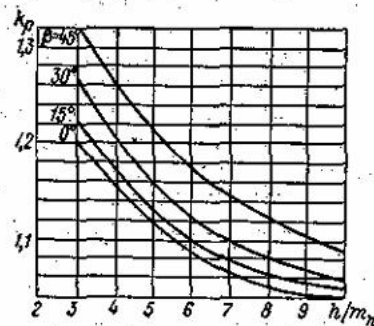


Рис. 4.2.2.8-10 Номограмма для определения коэффициента ужесточения k_p в зависимости от отношения h/m_n и угла наклона зубьев β

где k_p и k_n — коэффициенты, определяемые по рис. 4.2.2.8-10 и 4.2.2.8-11;

$$R = 0,5 (d'_a + h);$$

D — приведенная цилиндрическая жесткость:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} k_n;$$

ψ_1 и ψ_2 — параметры, определяемые по рис. 4.2.2.8-12;

θ_1 и θ_2 — определяются по рис. 4.2.2.8-13 в зависимости от ν_1 ;

θ_1 — по значению $\nu_1 = \alpha \rho_1$;

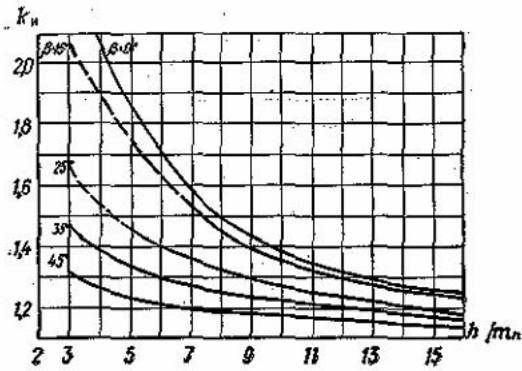


Рис. 4.2.2.8-11 Номограмма для определения ужесточения k_H обода шевронного солнечного колеса в зависимости от отношения h/m_n и угла наклона зубьев β

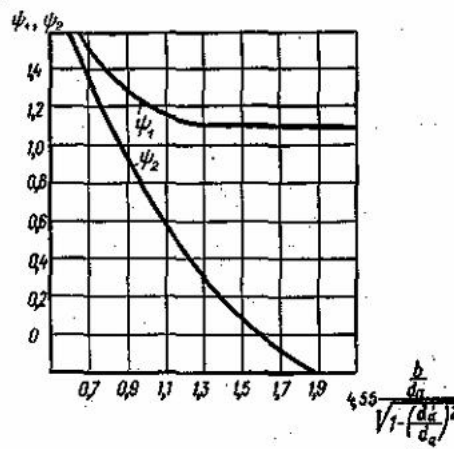


Рис. 4.2.2.8-12 График для определения коэффициентов влияния ψ_1 и ψ_2

θ_2 - по значению $v_1 = \alpha (b + c_1)$,

где

c_1 - расстояние от середины зуба зубчатого соединения до торца ближайшего полушеврона;

$\text{sh } y$, $\text{ch } y$, $\text{th } y$, $\text{cth } y$ - гиперболические функции, значения которых находятся по рис. 4.2.2.8-14.

Для передач группы Б механизмов по схемам Б и В (рис. 4.2.2.8-5):

$k_{np} = 1,2$ при $HV \leq 350$;

$k_{np} = 1,3$ при $HV > 350$.

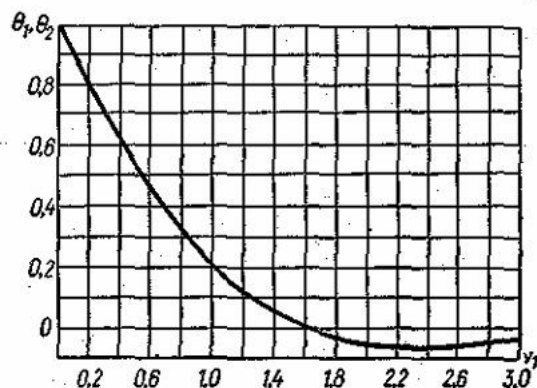


Рис. 4.2.2.8-13 График для определения величин θ_1 и θ_2

Для передач группы Б механизма по схеме А (рис. 4.2.2.8-5):

в зацеплении эпицикла с сателлитом

$$k_{np} = 1;$$

в зацеплении солнца с сателлитом

$$k_{np} = \mu b \operatorname{cth}(\mu b);$$

k_d - коэффициент, определяемый по формулам табл. 4.2.2.8-4.

Для планетарных передач группы А допускаемые контактные напряжения принимаются

$$0,5 [\sigma_k] \text{ при } v \leq 20 \text{ м/с};$$

$$0,275v^{0,2} [\sigma_k] \text{ при } v > 20 \text{ м/с}.$$

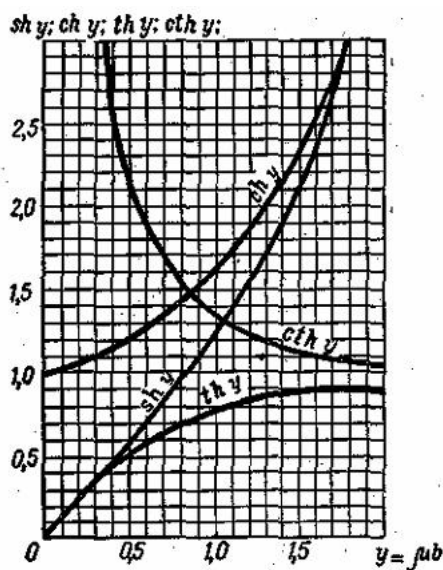


Рис. 4.2.2.8-14 График для определения величин $\operatorname{sh} y$, $\operatorname{ch} y$, $\operatorname{th} y$, $\operatorname{cth} y$

Таблица 4.2.2.8-4

Область применения	Вид зубьев	Жестко связанные с шестерней массивные детали: отсутствуют	Жестко связанные с шестерней массивные детали: имеются
Передачи группы А	Прямые	$k_d = 1 + 1,3П$	$k_d = 1 + 2,6П$

Передачи группы Б при $H_{B1,2} > 350$	Косые	$k_d = 1 + 0,4П$	$k_d = 1 + 0,8П$
Передачи группы Б при $H_{B1,2} \leq 350$	Прямые	$k_d = 1 + 0,6П$	$k_d = 1 + 1,2П$
Передачи группы Б при $H_{B1,2} \leq 350$	Косые	$k_d = 1 + 0,18П$	$k_d = 1 + 0,36П$

Примечания. 1. Значение $П$ определяется по формуле:

$$П = \frac{U \alpha_d B}{M_1 k_{np}} \sqrt{\frac{A}{i}}.$$

2. Если при $\beta_d = 0$ значение k_d , найденное по формулам настоящей таблицы, превышает величину

$$k_{max} = 1 + \frac{b \alpha_d g}{M_1 k_{np}},$$

то его следует принять равным k_{max} .

При $\beta_d \neq 0$ второе слагаемое не должно превышать величины k_{max} .

3. Значение g и U по табл. 4.2.2.8-2.

Для передач группы Б с прямозубыми колесами значение допускаемого контактного напряжения принимается равным меньшему из двух значений, найденных для шестерни и колеса по зависимостям

$$[\sigma_k]_1 k_{H1}, [\sigma_k]_2 k_{H2}.$$

Для передач группы Б с косозубыми колесами допускаемое контактное напряжение принимается равным

$$0,5 ([\sigma_k]_1 k_{H1} + [\sigma_k]_2 k_{H2}),$$

причем оно не должно превышать меньшее из двух значений

$$[\sigma_k]_1 k_{H1} \text{ и } [\sigma_k]_2 k_{H2} \text{ более чем на } 20\%.$$

Коэффициент k_H определяется по формулам:

$$k_H = \sqrt[6]{\frac{10^3}{N_{H.s}}} \text{ при } H_B < 350,$$

$$k_H = \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^3 (HRC - 32)}{N_{H.s}}} \text{ при } H_B > 350.$$

Если k_H получается менее единицы, следует принять $k_H = 1$.

Расчетное значение напряжений от изгиба зуба в кгс/см² [МПа] определяется по формуле

$$\sigma = \frac{k_M k_1 k_{np} k_d \cos \beta_d}{d_1 m_n B y_F \epsilon_s}, \quad (4.2.2.8-5)$$

где $k_1 = 2$ - для прямозубых передач;

$k_1 = 1,65$ - для косозубых и шевронных передач;

y_F - коэффициент формы зуба, определяемый по рис. 4.2.2.8-5 и 4.2.2.8-6;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, определяемые по формулам табл. 4.2.2.8-5;

$[n_H]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности.

Для зубчатых колес без поверхностного упрочнения зубьев:

$[n_H] = 1,9$ - для главных передач;

$[n_H] = 1,6$ - для вспомогательных передач.

Для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев:

$[n_H] = 2$ - для главных передач;

$[n_H] = 1,8$ - для вспомогательных передач.

Примечание. Расчет изгибной прочности ведется для того из зубчатых колес, у которого произведение $y_F [\sigma]$ меньше.

Для планетарных передач.

Расчетное значение напряжения в МПа от изгиба зуба определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{k_1 M_1 k_{H\beta} k_{H\alpha} k_{F\beta} k_{F\alpha} \cos \beta_d}{d_1 m_n B y_{Fa}}, \quad (4.2.2.8-6)$$

Таблица 4.2.2.8-5

Твердость рабочих поверхностей зубьев	Вид термообработки	Нагрузка, кгс/см ² [МПа]	
		реверсивная	нереверсивная
HB ≤ 350	Улучшение $\sigma_B < 12\,000 \text{ кгс/см}^2$ [$\sigma_B < 1200 \text{ МПа}$]	$[\sigma] = \frac{0,24\sigma_B + 600}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,24\sigma_B + 60}{[n_H]}$]	$[\sigma] = \frac{0,35\sigma_B + 900}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,35\sigma_B + 90}{[n_H]}$]
HRC ≥ 38	Цементация, поверхностная закалка по всей впадине	$[\sigma] = \frac{0,34\sigma_B + 800}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,34\sigma_B + 80}{[n_H]}$]	$[\sigma] = \frac{0,5\sigma_B + 1200}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,5\sigma_B + 120}{[n_H]}$]
	Азотирование	$[\sigma] = \frac{0,29\sigma_B + 700}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,29\sigma_B + 70}{[n_H]}$]	$[\sigma] = \frac{0,43\sigma_B + 1050}{[n_H]}$ [$[\sigma] = \frac{0,43\sigma_B + 105}{[n_H]}$]

Где y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по рис. 4.2.2.8-15, 4.2.2.8-16, 4.2.2.8-17, 4.2.2.8-18.

Для сателлита с тонкостенным ободом значения уточняются по рис. 4.2.2.8-19;

[σ] – допускаемые напряжения на изгиб, определяемые по табл. 4.2.2.8-6;

k_H – коэффициент, определяемый по табл. 4.2.2.8-7.

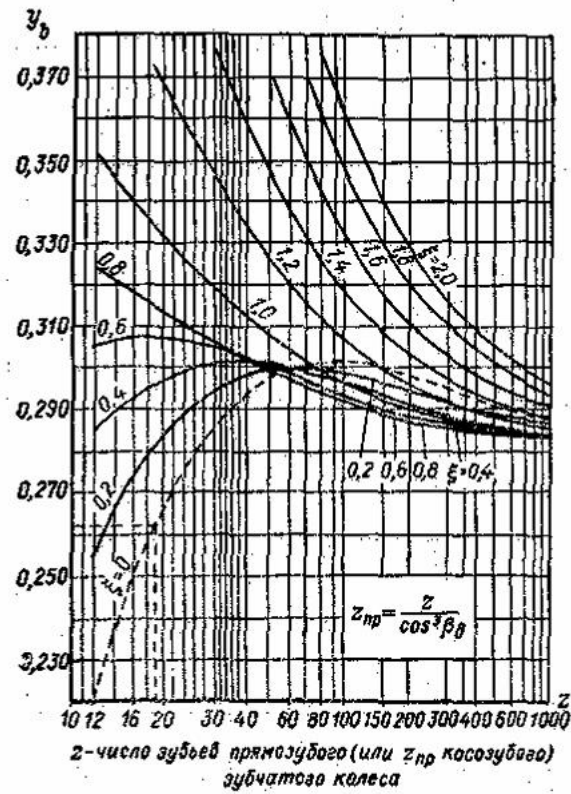


Рис. 4.2.2.8-15 График для определения коэффициента формы зуба y_b при приложении нагрузки в вершине зуба

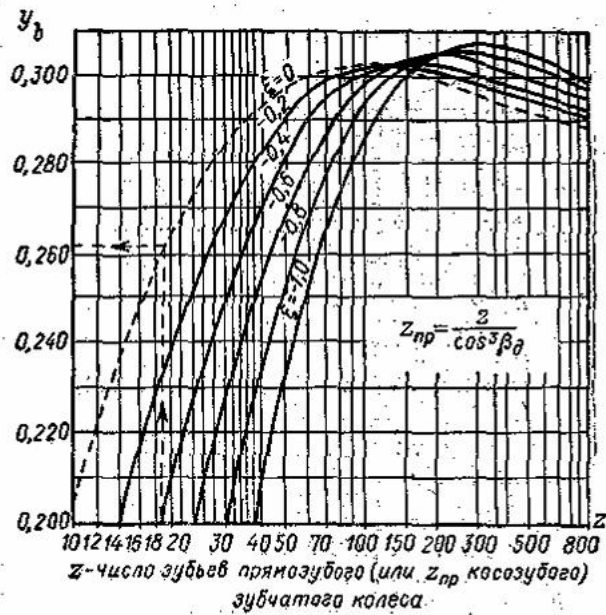


Рис. 4.2.2.8-16 График для определения коэффициента формы зуба y_b при приложении нагрузки в вершине зуба

Таблица 4.2.2.8-6

Твердость рабочих поверхностей зубьев	Вид термической обработки	Нагрузка, кгс/см² [МПа]	
		реверсивная	нереверсивная
HB ≤ 350	Улучшение $\sigma_B < 12\,000$ кгс/см² $[\sigma_B < 1200$ МПа]	$[\sigma] = \frac{0,24\sigma_B + 600}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,24\sigma_B + 60}{[n_H]} k_{ц.н}$	$[\sigma] = \frac{0,35\sigma_B + 900}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,35\sigma_B + 90}{[n_H]} k_{ц.н}$
HRC ≥ 38	Цементация, поверхностная закалка по всей впадине	$[\sigma] = \frac{0,34\sigma_B + 800}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,34\sigma_B + 80}{[n_H]} k_{ц.н}$	$[\sigma] = \frac{0,50\sigma_B + 1200}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,50\sigma_B + 120}{[n_H]} k_{ц.н}$
—	Азотирование, цианирование	$[\sigma] = \frac{0,29\sigma_B + 700}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,29\sigma_B + 70}{[n_H]} k_{ц.н}$	$[\sigma] = \frac{0,43\sigma_B + 1050}{[n_H]} k_{ц.н}$ $[\sigma] = \frac{0,43\sigma_B + 105}{[n_H]} k_{ц.н}$
Для передач группы А $k_{ц.н} = 1$. Для передач группы Б $k_{ц.н} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{ц.н}}}$ при HB ≤ 350; $k_{ц.н} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{ц.н}}}$ при HB > 350. Если $k_{ц.н}$ получается меньше единицы, следует принять $k_{ц.н} = 1$.			

Таблица 4.2.2.8-7

Область применения	Вид зубьев	Жестко связанные с шестерней массивные детали	
		отсутствуют	имеются
Передачи обеих групп	Прямые Косые	$k_H = 1 + 1,5\P$ $k_H = 1 + 0,6\P$	$k_H = 1 + 3,0\P$ $k_H = 1 + 1,2\P$

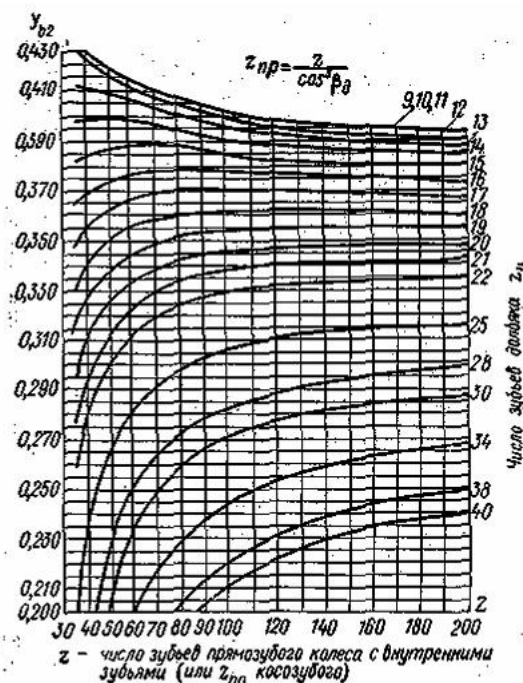


Рис. 4.2.2.8-17 График для определения коэффициентов формы $y_{\beta z}$ цилиндрических некорректированных зубчатых колес с внутренними зубьями при приложении нагрузки в вершине зуба в зависимости от числа зубьев долбяка z_d

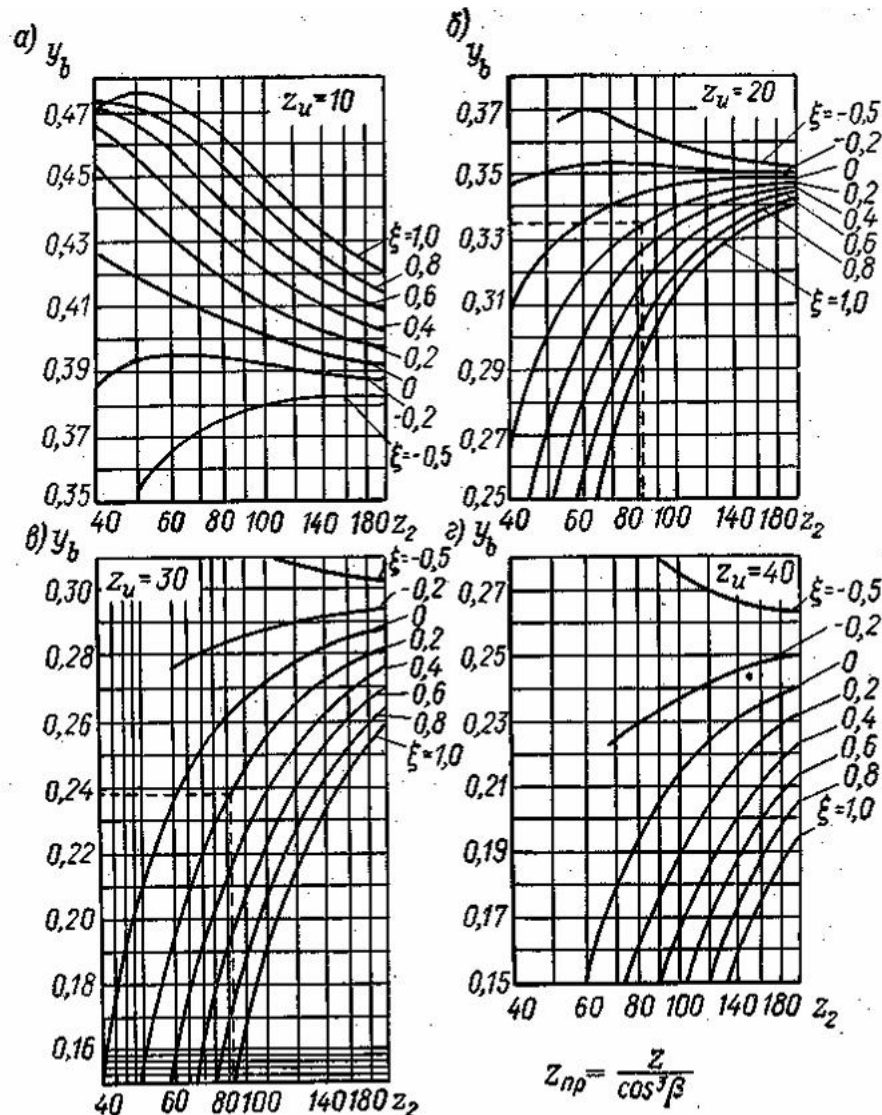


Рис. 4.2.2.8-18 Графики (а, б, в, г) для определения y_b корригированных зубчатых колес с внутренними зубьями в зависимости от ξ и числа зубьев долбяка z_u

Примечание. При значениях z_u , промежуточных между приведенными в графиках, величина y_{b2} определяется интерполяцией. Если $y_{b2} \leq 0,26$, то при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ ≤ 350 следует принять $y_{b2} = 0,2$. Если для зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению, $y_{b2} < 0,3$, то его следует принять равным 0,3

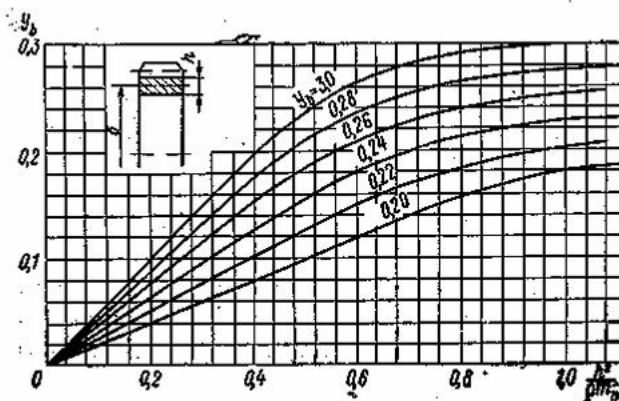


Рис. 4.2.2.8-19 График для определения коэффициента формы зуба y_b сателлитов с податливым ободом

Примечание. При $\frac{h^2}{\rho m_n} > 1,14$ уточнения y_b делать не следует

4.2.2.9 Зубчатые колеса с химико-термическим упрочнением поверхности зубьев должны быть дополнительно проверены на глубинную прочность по следующему условию:

$$\sqrt{\chi_{гг}} \sigma_k \leq [\sigma_{к.гг}], \quad (4.2.2.9-1)$$

где $\chi_{гг}$ — коэффициент, определяемый по рис. 4.2.2.9 в зависимости от величины $k_{гг}$

$$k_{гг} = \frac{10^8}{1,7 \sigma_{кпр}}; \quad (4.2.2.9-2)$$

$\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления (в см), определяемый следующим образом:

$$\rho_{пр} = \frac{m_s z_1 i \sin \alpha_n}{2(i \pm 1) \cos^2 \beta_0}; \quad (4.2.2.9-3)$$

(знак «+» для внешнего зацепления, знак «—» для внутреннего);

$[\sigma_{к.гг}]$ — допускаемые напряжения в кгс/см² [МПа] на глубинную прочность, определяемые следующим образом:

$$[\sigma_{к.гг}] = 10 \text{ НВ}_c \quad (4.2.2.9-4)$$

$$[[\sigma_{к.гг}] = \text{НВ}_c].$$

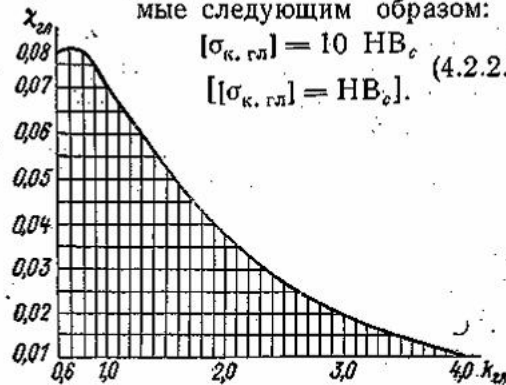


Рис. 4.2.2.9 График для определения величины коэффициента $\chi_{гг}$ в зависимости от $k_{гг}$

4.2.3 Валы.

4.2.3.1 Валы шестерен, отдельно откованные, и валы зубчатых колес должны изготавливаться из стали с пределом прочности от 430 до 700 МПа.

4.2.3.2 При расположении шестерен под углом 120° и более диаметр вала большего колеса должен быть не менее 1,1 диаметра промежуточного вала валопровода, а во всех остальных случаях расположения шестерен он должен быть не менее 1,15 диаметра промежуточного вала. При этом должны учитываться характеристики механических свойств материала вала колеса и промежуточного вала.

4.2.3.3 Валы, шестерни и зубчатые колеса главных передач судов с ледовыми усилениями категории А2 должны быть рассчитаны на крутящий момент, превышающий на 15% расчетный крутящий момент главного двигателя.

Валы, шестерни и зубчатые колеса главных передач судов с ледовыми усилениями категории А1 должны быть рассчитаны на крутящий момент, превышающий на 25% расчетный крутящий момент главного двигателя.

Валы, шестерни и зубчатые колеса главных передач судов с ледовыми усилениями категории УА должны быть рассчитаны на крутящий момент, превышающий на 50% расчетный крутящий момент главного двигателя.

Валы, шестерни и зубчатые колеса главных передач судов с ледовыми усилениями категории УЛА должны быть рассчитаны на крутящий момент, превышающий крутящий момент главного двигателя при номинальной мощности и номинальном числе оборотов, которые в каждом случае должны быть согласованы с Обществом Требования пункта не распространяются на установки, имеющие защиту от перегрузки по крутящему моменту.

4.2.4 Смазка.

4.2.4.1 Смазка зубчатых зацеплений и подшипников скольжения главных передач должна осуществляться под давлением. Должна быть обеспечена возможность регулирования давления масла. Должно быть предусмотрено предохранительное устройство, исключающее повышение давления масла выше допустимого.

4.2.4.2 Подача смазки к зубчатым зацеплениям должна осуществляться с помощью форсунок.

Форсунки должны обеспечивать подачу масла в виде плотной веерообразной струи, причем соседние струи должны перекрывать друг друга.

Форсунки должны быть расположены так, чтобы масло затягивалось в зацепление при работе на передний и задний ход.

Подвод масла к подшипникам и форсункам, а также отвод масла от них должен выполняться так, чтобы не было вспенивания и эмульгирования масла.

Возможность захвата масла колесом или шестерней наибольшего диаметра из поддона передачи при условиях, указанных в 1.5.1, должна быть исключена.

4.3 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ, ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ, РЕВЕРСИВНЫЕ И ДРУГИЕ ТИПЫ ПЕРЕДАЧ И МУФТ

4.3.1 Общие указания.

4.3.1.1 Требования настоящей главы распространяются на главные гидравлические муфты, гидротрансформаторы, гидрозубчатые, электромагнитные и другие типы передач и муфт.

4.3.1.2 Для передач и муфт, указанных в 4.3.1.1, должны учитываться в зависимости от их конструктивных особенностей требования 4.2.

4.3.2 Управление.

4.3.2.1 Передачи и муфты, перечисленные в 4.3.1.1, должны управляться с поста, с которого осуществляется управление главными механизмами.

Непосредственно на самих передачах или муфтах должно быть предусмотрено устройство резервного (аварийного) управления.

4.3.2.2 При работе двух или более двигателей на один гребной вал через разобщительные передачи или муфты устройство управления ими должно исключать возможность их одновременного включения при работе двигателей в различных направлениях.

4.3.3 Валоповоротное устройство.

Валоповоротное устройство с механическим приводом должно иметь блокировку, исключающую возможность включения передач и муфт при включенном валоповоротном устройстве.

4.3.4 Аварийное соединение.

Если привод гребного вала осуществляется через гидравлическую или электромагнитную передачу или муфту, то при выходе их из строя должна иметься возможность поддержания ходового режима со скоростью, обеспечивающей управляемость судном.

5. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

5.1 КОМПРЕССОРЫ ВОЗДУШНЫЕ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

5.1.1 Общие указания.

5.1.1.1 Приемные патрубки компрессоров должны быть снабжены фильтрами.

5.1.1.2 Компрессоры должны быть спроектированы таким образом, чтобы температура воздуха на выходе из воздухоохладителя была не более 90° С.

5.1.1.3 Охлаждающие полости компрессоров должны быть оборудованы спускными устройствами.

5.1.1.4 Компрессоры должны быть оборудованы устройствами для удаления воды и масла из воздуха, поступающего в воздухохранилища.

5.1.2 Предохранительные устройства.

5.1.2.1 На каждой ступени компрессора должен быть установлен предохранительный клапан, не допускающий повышения давления в ступени более 1,1 расчетного при закрытом клапане на нагнетательном трубопроводе.

Конструкция клапана должна исключать возможность его регулирования или отключения после установки на компрессор.

5.1.2.2 Картеры компрессоров объемом более 0,5 м³ должны быть оборудованы предохранительными клапанами, которые должны удовлетворять требованиям 2.3.5.

5.1.2.3 На нагнетательном патрубке непосредственно за компрессором должен быть установлен плавкий предохранитель или сигнальное устройство, срабатывающее при температуре воздуха $120 \pm 5^\circ \text{C}$.

5.1.2.4 Корпуса промежуточных охладителей должны быть снабжены предохранительными устройствами, обеспечивающими свободный выход воздуха в случае разрыва трубок.

5.1.3 Коленчатый вал.

5.1.3.1 Изложенный в 5.1.3.3 и 5.1.3.4 способ проверочного расчета распространяется на стальные коленчатые валы судовых воздушных компрессоров и компрессоров холодильного агента с рядным, V- и W-образным расположением цилиндров, с одно- и многоступенчатым сжатием.

Чугунные коленчатые валы, а также отступления от размеров стальных коленчатых валов, рассчитанных по формулам, (5.1.3.3) и (5.1.3.4), могут быть допущены по согласованию с Обществом при условии представления обосновывающих расчетов или экспериментальных данных.

5.1.3.2 Коленчатые валы должны изготавливаться из стали с пределом прочности от 420 до 800 МПа. Применение стали с пределом прочности выше 800 МПа является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом.

Чугунные коленчатые валы должны изготавливаться из чугуна с шаровидным графитом категорий 3 и 4 по табл. 3.9.3 части 13 «Материалы».

5.1.3.3 Диаметр шеек коленчатого вала d_k (в мм) компрессора должен быть не менее определяемого по формуле:

$$d_k = 0,25k' \sqrt[3]{D_p^2 p_k \sqrt{0,3L_p^2 f + (s \times \varphi_1)^2}} \quad (5.1.3.3)$$

где D_p - расчетный диаметр цилиндра (в мм); при одноступенчатом сжатии $D_p = D_{\text{ц}}$;

$D_{\text{ц}}$ - диаметр цилиндра, мм; при двух- и многоступенчатом сжатии в отдельных цилиндрах $D_p = D_{\text{в}}$;

$D_{\text{в}}$ - диаметр цилиндра высокого давления, мм; при двухступенчатом сжатии в одноступенчатом поршне $D_p = 1,4D_{\text{в}}$; при двухступенчатом сжатии в одном дифференциальном поршне $D_p = \sqrt{D_{\text{н}}^2 + D_{\text{в}}^2}$;

$D_{\text{н}}$ - диаметр цилиндра низкого давления, мм;

p_k - давление нагнетания цилиндра высокого давления для воздушных компрессоров, МПа; для компрессоров холодильных машин значение p_k должно приниматься по табл. 5.1.3.3-1:

Значения p_k для холодных агентов

Таблица 5.1.3.3-1

Холодильный агент	Аммиак	Фреон - 12	Фреон - 22	Углекислый газ
p_k кгс/см² [МПа]	16 [1,6]	10,5 [1,0]	16 [1,6]	90 [9,0]

L_p - расчетное расстояние между рамовыми подшипниками, мм, равное:

- при расположении одного кривошипа между двумя рамовыми подшипниками $L_p = L'$;
- при размещении двух смещенных кривошипов между двумя рамовыми подшипниками $L_p = 1,1L'$;

L' - фактическое расстояние между серединами рамовых подшипников, мм;

s - ход поршня, мм;

k' , f , φ_1 - коэффициенты, принимаемые по табл. 5.1.3.3-2, 5.1.3.3-3 и 5.1.3.3-4.

Значение коэффициента k'

Таблица 5.1.3.3-2

Предел прочности σ_b КПа	400	500	600	700	800	900
k'	1,43	1,35	1,28	1,23	1,2	1,18

Значение коэффициента f

Таблица 5.1.3.3-3

Угол между осями цилиндров	0°(рядный)	45°	60°	90°
f	1	2,9	1,96	1,21

Значение коэффициента

Таблица 5.1.3.3-4

Число цилиндров	1	2	4	6	8
φ_1	1	1,1	1,2	1,3	1,4

5.1.3.4 Толщина щеки вала h_k (в мм) должна быть не менее определяемой по формуле:

$$h_k = 0,115k_1 D_p \sqrt{\frac{(\psi_1 \psi_2 + 0,4) p_k c_1 f_1}{b}} \quad (5.1.3.4)$$

где k_1 , ψ_1 , ψ_2 - коэффициенты, принимаемые по табл. 2.4.3-1, 2.4.3-2, 2.4.3-3;

p_k - давление нагнетания, принимаемое согласно указаниям 5.1.3.3;

c_1 - расстояние от середины рамового подшипника до средней плоскости щеки; при смещенных кривошипах, расположенных между двумя рамовыми подшипниками, принимается

расстояние до средней плоскости щеки, наиболее удаленной от опоры, мм;

b - ширина щеки, мм;

f_1 - коэффициент, принимаемый по табл. 5.1.3.4.

Значение коэффициента f_1

Таблица 5.1.3.4

Угол между осями цилиндров	0°(рядный)	45°	60°	90°
F_1	1	1,7	1,4	1,1

5.1.3.5 При проектировании и изготовлении валов должны выполняться требования 2.4.5, 2.4.6, 2.4.7, 2.4.8.

5.1.4 Контрольно-измерительные приборы.

5.1.4.1 За каждой ступенью компрессора должен быть установлен манометр.

5.1.4.2 На напорном патрубке непосредственно за компрессором должна быть предусмотрена возможность замера температуры воздуха.

5.1.4.3 Оборудование навешенных компрессоров контрольно-измерительными приборами является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом

5.2 НАСОСЫ

5.2.1 Общие требования.

5.2.1.1 Должны быть предусмотрены меры против попадания перекачиваемой жидкости в подшипники. Исключение допускается для насосов, у которых перекачиваемая жидкость используется для смазки подшипника.

5.2.1.2 Сальники насосов, расположенные на стороне всасывания, рекомендуется оборудовать гидравлическими затворами.

5.2.2 Предохранительные устройства.

5.2.2.1 Если конструкция насоса не исключает возможность повышения давления выше расчетного, должен быть предусмотрен предохранительный клапан на корпусе насоса или на трубопроводе до первого запорного клапана.

5.2.2.2 У насосов, предназначенных для перекачки горючих жидкостей, перепуск жидкости от предохранительных клапанов должен осуществляться во всасывающую полость насоса.

5.2.2.3 Должны быть предусмотрены меры, исключаяющие возникновение гидравлических ударов; применение в этих целях перепускных клапанов не рекомендуется.

5.2.3 Проверка прочности.

5.2.3.1 Детали насоса должны быть проверены на прочность при действии в них усилий, соответствующих расчетным параметрам насоса. При этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_b$ материала детали.

5.2.3.2 Критические обороты ротора насоса должны быть не менее 1,3 расчетного числа оборотов.

5.2.4 Самовсасывающие насосы.

5.2.4.1 Насосы, снабженные самовсасывающими устройствами, должны обеспечивать работу в условиях «сухого всасывания» и, как правило, иметь устройства, исключаяющие работу самовсасывающего устройства на загрязненной воде.

5.2.4.2 У самовсасывающих насосов должно быть предусмотрено место для подключения

мановакуумметра.

5.3 ВЕНТИЛЯТОРЫ И ВОЗДУХОДУВКИ

5.3.1 Общие требования.

5.3.1.1 Требования настоящей главы должны выполняться при проектировании и изготовлении вентиляторов, предназначенных для комплектации систем, регламентируемых частью 8 «Системы и трубопроводы», а также воздуходувок котлов и турбонагнетателей двигателей внутреннего сгорания.

5.3.1.2 Роторы вентиляторов и воздуходувок совместно с соединительными муфтами должны быть динамически отбалансированы в соответствии с 4.1.2.

5.3.1.3 Всасывающие патрубки вентиляторов и воздуходувок должны быть защищены от попадания в них посторонних тел.

5.3.1.4 Система смазки подшипников турбонагнетателей должна исключать возможность попадания масла в наддувочный воздух.

5.3.2 Проверка прочности.

Рабочее колесо должно быть рассчитано так, чтобы при числе оборотов, равном 1,3 расчетного, приведенные напряжения в любом сечении были не более $0,95 \sigma_b$ материала детали.

5.3.3 Дополнительные требования к вентиляторам насосных отделений.

5.3.3.1 Зазоры между корпусом вентилятора и вращающимися частями должны быть такими, чтобы исключалась возможность любого касания вращающихся частей и корпуса между собой даже в случае повреждения подшипников. Эти зазоры не должны быть меньше трехкратного радиального зазора между статором и ротором двигателя и во всех случаях не должны быть меньше 1 мм.

5.3.3.2 Все детали вращающихся частей и корпуса должны быть изготовлены из сплавов, не образующих искр при соприкосновении между собой. При применении неметаллических материалов последние должны обладать антистатическими свойствами, т. е. иметь электрическое сопротивление в диапазоне от $5 \cdot 10^4$ до 10^8 Ом.

5.4 СЕПАРАТОРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ

5.4.1 Общие требования.

5.4.1.1 Конструкция сепаратора должна исключать утечку нефтепродуктов и их паров при любых режимах сепарации.

5.4.1.2 Барабаны сепараторов должны быть динамически отбалансированы. Положение съемных деталей должно быть замаркировано. Конструкция тарелкодержателя и барабана должна исключать возможность их неправильной сборки.

5.4.1.3 Системы «ротор-статор» должны быть рассчитаны так, чтобы зоны критических чисел оборотов превышали рабочие числа оборотов как в порожнем, так и в заполненном состоянии.

Наличие зоны критических чисел оборотов ниже расчетного может быть допущено только при условии представления доказательств длительной надежной работы сепаратора.

5.4.1.4 Конструкция муфт включения должна исключать возможность искрообразования, недопустимого нагрева на всех режимах работы сепаратора и отвод тепла от рабочей поверхности.

5.4.2 Проверка прочности.

5.4.2.1 Детали сепаратора должны быть проверены на прочность при действии на них усилий, соответствующих расчетным параметрам сепаратора. При этом суммарные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_b$ материала детали.

5.4.2.2 Сепараторы после изготовления должны быть испытаны на стенде завода-изготовителя при числе оборотов, превышающих рабочее не менее чем на 30%.

5.4.3 Контрольно-измерительные приборы и защита.

5.4.3.1 Должно быть предусмотрено устройство контроля за процессом сепарации.

5.4.3.2 Сепаратор должен быть оборудован прибором для замера числа оборотов барабана.

5.4.3.3 Рекомендуются сепараторы снабжать устройством, автоматически отключающим привод и останавливающим сепаратор при возникновении недопустимой вибрации агрегата.

6. ПАЛУБНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

6.1.1 Механизмы, предназначенные для установки на открытой палубе, должны быть рассчитаны исходя из условия их эксплуатации при температуре наружного воздуха -30°C и ниже, $+45^{\circ}\text{C}$ и выше.

Для механизмов, предназначенных исключительно для судов ограниченных районов плавания, указанные температуры могут быть изменены по согласованию с Обществом

6.1.2 Тормозные накладки и их крепления должны быть стойкими к морской воде, нефтепродуктам, а также термостойкими до температуры 300°C .

6.1.3 Механизмы, имеющие механический и ручной приводы, должны быть оборудованы блокирующим устройством, исключающим возможность их одновременной работы.

6.1.4 Устройства управления палубными механизмами должны быть выполнены таким образом, чтобы выключение производилось вращением маховика вправо или движением рычага к себе, а спуск - вращением маховика влево или движением рычага от себя. Стопорение тормозов должно производиться вращением маховиков вправо, а растормаживание - вращением влево.

6.1.5 Устройства управления, а также контрольно-измерительные приборы должны быть расположены так, чтобы обеспечивалось наблюдение за ними с места управления.

6.1.6 Механизмы, имеющие гидравлический привод или управление, должны дополнительно удовлетворять требованиям раздела 7.

6.2 РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ

6.2.1 Мощность привода.

6.2.1.1 Мощность основного рулевого привода должна быть достаточной для перекладки руля от 35° с одного борта до 30° на другой за время не более 28 с при воздействии на баллер руля номинального крутящего момента рулевой машины.

6.2.1.2 Мощность запасного рулевого привода должна быть достаточной для перекладки руля от 20° с одного борта до 20° на другой за время не более 60 с при воздействии на баллер руля номинального крутящего момента рулевой машины.

6.2.1.3 Рулевые приводы должны обеспечивать непрерывную работу в наиболее тяжелых условиях эксплуатации. Двигатели рулевых приводов должны допускать их перегрузку по моменту не менее 1,5 расчетного момента в течение 1 мин.

Электрические двигатели рулевых приводов должны удовлетворять требованиям 2.8.5 части 11 «Электрическое оборудование».

6.2.2 Ручные и запасные приводы.

6.2.2.1 Основной ручной рулевой привод должен быть самотормозящимся.

Запасной ручной рулевой привод должен быть самотормозящимся или иметь стопорное устройство при условии, что будет обеспечено надежное управление им с поста управления.

6.2.2.2 Основной ручной рулевой привод должен обеспечивать требования 6.2.1.1 при работе одного человека с усилием на рукоятках штурвала не более 150 Н]при числе оборотов не более 25 за одну полную перекладку.

6.2.2.3 Запасной ручной рулевой привод должен обеспечивать требования 6.2.1.2 при работе не более четырех человек с усилием на рукоятках штурвала не более 150 Н на каждого работающего.

6.2.2.4 Конструкция запасного рулевого привода должна соответствовать требованиям 2.9.6

части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

Конструкция приводов должна обеспечивать переход с основного рулевого привода на запасной за время не более 2 мин.

6.2.3 Защита от перегрузки и обратного вращения.

6.2.3.1 Основной и запасной рулевые приводы должны иметь защиту от перегрузки деталей и узлов привода при возникновении на баллере момента, равного 1,5 расчетного момента.

Для гидравлических рулевых приводов в качестве защитных устройств от перегрузки допускается использовать предохранительные клапаны, отрегулированные на давление, обеспечивающее выполнение вышеизложенного требования, но не более 1,5 рабочего давления.

Конструкция предохранительного устройства должна предусматривать возможность его пломбирования.

6.2.3.2 Для основного ручного привода вместо защиты от перегрузки, требуемой в 6.2.3.1, достаточно иметь в составе привода буферные пружины.

Для запасного ручного привода выполнение требований 6.2.3.1 не обязательно.

6.2.3.3 Насосы гидравлических рулевых машин должны иметь защитные устройства против вращения отключенного насоса в обратном направлении или же автоматически срабатывающее устройство, запирающее поток жидкости через отключенный насос.

6.2.4 Тормозное устройство.

6.2.4.1 Рулевое устройство должно быть оборудовано тормозом или иным приспособлением, обеспечивающим удержание руля на месте в любом положении при действии со стороны руля расчетного крутящего момента без учета коэффициента полезного действия подшипников баллера руля.

6.2.4.2 При гидравлических рулевых приводах, у которых поршни или лопасти могут стопориться перекрытием клапанов маслопроводов, специальное тормозное устройство может не предусматриваться.

6.2.5 Конечные выключатели.

Каждый рулевой привод, действующий от источника энергии, должен иметь устройство, прекращающее его действие, прежде чем руль дойдет до упора в основные ограничители поворота руля, предусмотренные в 2.9.9 части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

6.2.6 Указатель положения руля.

На секторе рулевого привода, на параллелях гидравлической рулевой машины или на детали, жестко связанной с баллером, должна быть шкала для определения действительного положения руля с ценой деления не более 1°.

6.2.7 Проверка прочности.

6.2.7.1 Детали основного и запасного рулевых приводов, находящиеся в потоке силовых линий, должны быть проверены на прочность при действии на них усилий, соответствующих расчетному крутящему моменту. При этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_s$ материала детали.

6.2.7.2 Напряжения в деталях, общих для основного и запасного рулевых приводов (румпель, сектор, редуктор и т. д.), не должны превышать 80% напряжений, допускаемых согласно 6.2.7.1.

6.2.7.3 Детали рулевых приводов, не защищенные от перегрузки предохранительными устройствами, предусмотренными 6.2.3, должны иметь прочность не меньшую, чем прочность баллера.

6.2.8 Соединение с баллером.

6.2.8.1 Соединение рулевой машины или передачи с деталями, прочно соединенными с баллером руля, должно исключать возможность поломки рулевого привода при осевом перемещении баллера.

6.2.8.2 Способ соединения ступицы румпеля или сектора с баллером руля является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом

Высота ступиц свободно насаженных секторов и вспомогательных румпелей должна быть не менее 0,8 диаметра головы баллера руля.

Наружный диаметр ступицы должен быть не менее 1,6 диаметра головы баллера.

6.2.8.3 Разъемные ступицы должны крепиться с каждой стороны не менее чем двумя болтами и иметь две шпонки. Шпонки должны располагаться под углом 90° к плоскости разъема.

6.2.9 Дополнительные требования.

6.2.9.1 Требования по комплектации судна рулевыми приводами, а также об использовании румпель-талей в качестве запасного привода содержатся в 2.9 части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

6.3 ЯКОРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.3.1 Привод.

6.3.1.1 Мощность приводного двигателя якорного механизма должна обеспечивать выбирание одной якорной цепи вместе с якорем со средней скоростью не менее 0,15 м/с при тяговом усилии на звездочке не менее определенного по формулам:

$P_1 = 3,75 d^2$ кгс [36,8d² Н] для цепи категории 1;

$P_2 = 4,25 d^2$ кгс [41,7d² Н] для цепи категории 2;

$P_3 = 4,75 d^2$ кгс [46,6d² Н] для цепи категории 3,

где d - диаметр якорной цепи, мм.

Категории цепей - согласно части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

Для калибров цепей менее 28 мм допускается по согласованию с Обществом уменьшение величины коэффициента перед d².

Скорость выбирания якорной цепи должна измеряться на длине двух смычек, начиная с момента, когда три смычки находятся в подвешенном состоянии.

6.3.1.2 Привод должен обеспечивать выбирание якорной цепи со скоростью и тяговым усилием, указанными в 6.3.1.1, в течение не менее 30 мин без перерыва.

6.3.1.3 При подходе якоря к клюзу привод должен обеспечивать скорость выбирания цепи не более 0,2 м/с. Рекомендуются скорость втягивания якоря в клюз не более 0,12 м/с.

6.3.1.4 Пусковой момент привода якорного механизма должен создавать тяговое усилие на звездочке при неподвижной якорной цепи не менее 2P₁, 2P₂ или 2P₃.

6.3.1.5 Ручной привод должен обеспечивать скорость выбирания не менее 0,05 м/с при действии на звездочке тягового усилия в соответствии с требованиями 6.3.1.1. При этом усилие на рукоятках должно быть не более 150 Н на одного работающего.

6.3.2 Тормоза и муфты.

6.3.2.1 Якорные механизмы должны быть оборудованы разобщительными муфтами, установленными между звездочкой и ее приводным валом.

Якорные механизмы с электрическим или дизельным приводом должны иметь автоматические тормоза, установленные на валу привода и включающиеся при отключении или выходе привода из строя.

При наличии самотормозящейся передачи установка автоматического тормоза не требуется.

6.3.2.2 Автоматический тормоз должен обеспечивать тормозной момент, соответствующий усилию в цепи на звездочке не менее 1,3 P₁, 1,3 P₂ или 1,3 P₃.

6.3.2.3 Каждая цепная звездочка должна иметь тормоз, тормозной момент которого при отключенной от привода звездочке должен обеспечивать удержание якорной цепи без проскальзывания тормоза при действии в цепи усилия:

1. равного 0,45 разрывной нагрузки цепи при наличии в составе якорного устройства стопора якорной цепи, предназначенного для стоянки судна на якорю;

2. равного 0,8 разрывной нагрузки цепи при отсутствии стопора, указанного выше.

Усилие на рукоятке привода тормоза должно быть не более 750 Н.

6.3.3 Цепные звездочки.

6.3.3.1 Цепные звездочки должны иметь не менее пяти кулачков. Для звездочек с горизонтальным расположением оси угол охвата цепью должен быть не менее 115° , а с вертикальным расположением оси - не менее 150° .

6.3.3.2 Цепные звездочки должны позволять проход соединительных звеньев в вертикальном и горизонтальном положениях.

Цепные звездочки вертикальных якорных шпилей должны позволять проход соединительных звеньев в вертикальном положении.

6.3.3.3 Конструкция звездочки не должна допускать перескакивания звеньев через кулачки в следующих случаях:

- на всех режимах работы механизма от основного привода;
- при стоянке судна на якоре;
- при травлении якоря с цепью свободным падением с периодическим подтормаживанием ленточным тормозом при обеспечении скорости травления ≈ 4 м/с.

6.3.3.4 Если привод механизма может развивать момент, создающий усилие на звездочке больше 0,5 пробной нагрузки якорной цепи, то должна быть предусмотрена защита от превышения указанной нагрузки, устанавливаемая между приводом и механизмом.

6.3.5 Проверка прочности.

6.3.5.1 Должна быть произведена проверка прочности деталей крепления механизма к судовому фундаменту и деталей механизма при действии на звездочку усилий, соответствующих максимальному моменту привода или моменту, соответствующему предельной уставке защиты, а также при разрывной нагрузке цепи, действующей за клюзом. Приведенные напряжения в деталях, которые могут возникать от воздействия на детали указанных выше нагрузок, не должны превышать $0,95\sigma_s$ материала детали. Для выполнения этого требования допускается применение защитных устройств (например, муфт предельного момента), устанавливаемых между приводом и механизмом, при условии выполнения требования 6.3.1.4.

6.3.5.2 Детали якорного механизма, находящиеся в потоке силовых линий, должны быть проверены на прочность при действии на них усилий, соответствующих номинальному расчетному тяговому усилию на звездочке P_1 , P_2 или P_3 . При этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_s$ материала детали.

6.3.6 Дополнительные требования.

Якорные механизмы, предназначенные для выполнения швартовных операций, помимо требований настоящей главы, должны удовлетворять требованиям 6.4 «Швартовные механизмы».

6.4 ШВАРТОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.4.1 Привод.

6.4.1.1 Привод швартовного механизма должен обеспечивать непрерывное выбирание швартовного троса при номинальном тяговом усилии с номинальной скоростью в течение не менее 30 мин.

Скорость выбирания швартовного троса на выходе из барабана, на первом слое намотки троса на барабан, не должна превышать 18 м/мин при номинальном тяговом усилии.

Указания о выборе номинального тягового усилия приведены в 4.4 части 3 «Устройства, оборудование и снабжение».

6.4.1.2 Электродвигатели для привода швартовных механизмов должны быть способны развивать усилие в тросе не менее двукратного номинального в течение 15 с.

6.4.2 Защита от перегрузки.

Если максимальный момент привода может привести к нагрузке элементов швартовного механизма большей, чем указано в 6.4.4, должна быть предусмотрена защита от перегрузки.

6.4.3 Тормозное устройство.

Швартовый механизм должен быть оборудован автоматическим нормально замкнутым тормозом. Тормоз должен обеспечивать удержание действующего на барабан усилия извне, равного 1,5 номинального тягового усилия.

6.4.4 Проверка прочности.

6.4.4.1 Детали швартового механизма, находящиеся в потоке силовых линий, должны быть проверены на прочность при действии на швартовном барабане номинального тягового усилия. При этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_s$ материала детали.

6.4.4.2 Должна быть произведена проверка прочности деталей швартового механизма при действии максимального момента привода. Баллер механизма, если таковой имеется, должен быть проверен при действии на барабан усилия, равного разрывному усилию швартового троса. Во всех случаях напряжение в деталях не должно превышать $0,95\sigma_s$ материала деталей.

6.4.5 Автоматические швартовые лебедки.

6.4.5.1 Характеристика и прочность автоматических швартовых лебедок должны быть не ниже аналогичных неавтоматических механизмов.

6.4.5.2 Автоматические лебедки должны иметь ручное управление для возможности осуществления неавтоматического режима работы.

6.4.5.3 Должны быть предусмотрены:

- звуковая предупредительная сигнализация, срабатывающая при максимальной допустимой длине вытравленного троса;
- указатель фактической величины тягового усилия, действующего в швартовном тросе при автоматическом режиме работы.

6.5 БУКСИРНЫЕ ЛЕБЕДКИ

6.5.1 Устройства для регулировки натяжения буксирного троса.

6.5.1.1 При применении автоматических устройств для регулировки натяжения буксирного троса должна быть обеспечена возможность контроля величины тягового усилия, действующего в данный момент. Указатели должны быть установлены около лебедки и на мостике.

6.5.1.2 Должна быть предусмотрена звуковая предупредительная сигнализация, срабатывающая при максимальной допустимой длине вытравленного троса.

6.5.2 Тросовые барабаны.

6.5.2.1 На тросовом барабане должны быть предусмотрены три предохранительных витка троса. Концы барабана должны иметь фланцы, выступающие не менее чем на 2,5 диаметра троса над верхним слоем намотки.

6.5.2.2 Барабаны буксирных лебедок должны быть снабжены тросоукладчиком.

6.5.3 Проверка прочности.

6.5.3.1 Детали буксирной лебедки, находящиеся в потоке силовых линий, должны быть проверены на прочность при действии номинального тягового усилия каната на среднем слое намотки. При этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_s$ материала деталей.

6.5.3.2 Должна быть произведена проверка прочности деталей при действии на барабане усилий, соответствующих максимальному моменту привода, а также при действии на барабане усилия, равного разрывному усилию буксирного каната. Приведенные напряжения в деталях, которые могут подвергаться воздействию усилий от вышеуказанных нагрузок, не должны превышать $0,95\sigma_s$ материала деталей.

7. ПРИВОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ

7.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

7.1.1 Не допускается соединение системы трубопроводов гидравлических рулевых машин с

другими гидравлическими системами.

7.1.2 Если трубопровод, обслуживающий гидравлические якорные механизмы, соединен с трубопроводом других гидравлических систем, то последний должен обслуживаться двумя независимыми насосными агрегатами.

7.2 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ

7.2.1 Детали гидравлических механизмов, находящиеся в потоке силовых линий, должны быть проверены на прочность при действии усилий, соответствующих рабочему давлению; при этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,4\sigma_s$ материала детали.

7.2.2 В случаях, предусмотренных в 6.2.3.1, 6.3.4, 6.4.2, должна быть произведена проверка прочности деталей при действии усилий, соответствующих давлению открытия предохранительных клапанов; при этом приведенные напряжения в деталях не должны превышать $0,95\sigma_s$ материала детали.

7.2.3 Трубопроводы и арматура гидравлических систем должны удовлетворять требованиям 1.3 и 1.4 части 8 «Системы и трубопроводы».

7.3 ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ И ДРУГИЕ УСТРОЙСТВА

7.3.1 Гидравлические механизмы должны быть защищены предохранительными клапанами, давление срабатывания которых должно быть не более 1,1 максимального расчетного давления, кроме случаев, предусмотренных 6.2.3.1, 6.3.4, 6.4.2.

7.3.2 Рабочая жидкость от предохранительного клапана должна отводиться в сливной трубопровод или в масляный бак.

7.3.3 Должны быть предусмотрены устройства для полного удаления воздуха при заполнении механизма и трубопровода рабочей жидкостью, а также для пополнения ее утечек и спуска.

7.3.4 В гидравлических системах должны быть предусмотрены фильтры необходимой пропускной способности и чистоты фильтрации рабочей жидкости.

7.3.5 Гидравлические механизмы должны быть оборудованы необходимым количеством приборов для контроля за их работой.

8. ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

8.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

8.1.1 Требования настоящего раздела распространяются на главные и вспомогательные судовые газотурбинные двигатели с камерами сгорания (ГТД).

Применение на морских судах конвертированных авиационных ГТД является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом

8.1.2 Расчетная мощность относится к расчетным условиям - определенным величинам температур наружного воздуха и воды, влажности воздуха, атмосферного давления и сопротивлений на всасывании и выпуске, принятым при проектировании ГТД.

8.1.3 На судах неограниченного района плавания при применении одного ГТД необходимость резервного устройства, обеспечивающего ход судна, является в каждом случае предметом специального рассмотрения Обществом

8.1.4 ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при полном прекращении подачи воды в воздухоохладитель должен развивать мощность не менее 20% расчетной мощности.

8.1.5 ГТД с реверсивным устройством должен обеспечивать реверс с полного переднего хода на полный задний ход и в обратном направлении.

Допускается установка ГТД, не имеющих реверса, при наличии на судне иных средств и устройств, его обеспечивающих.

При применении турбины заднего хода должны удовлетворяться требования 3.1.2 и 3.6.2, при использовании реверс-редуктора - требования 4.1.1 настоящей части, а в случае использования ВРШ - требования 3.6.5 части 7 «Механические установки».

8.1.6 Расчетами и экспериментально должна быть доказана устойчивая работа ГТД без явлений срыва и помпажа на всех возможных эксплуатационных режимах, включая маневренные, а также при допустимых заносах ГТД и в тропических условиях (температура воздуха не менее 45°C, относительная влажность воздуха 95% при 35°C и температуре заборной воды 35°C).

8.1.7 Во всем диапазоне рабочих и пусковых режимов не должно быть зон, ограничивающих работу установок из-за вибрации подшипников (роторов) ГТД. Вибрация ГТД на судне не должна превышать значений, допускаемых табл. 28.2.2 части 2 «Корпус», и должна проверяться экспериментально.

8.1.8 Для ГТД судов, имеющих ледовые усиления категорий, должны выполняться требования 1.4.2 части 7 «Механические установки»; если это невыполнимо, нагрузки на узлы, передающие мощность от ГТД к движителю, должны согласовываться с Обществом

8.1.9 Пусковое устройство каждого ГТД должно приводиться в действие не менее чем от двух источников энергии и обеспечивать возможность запуска до полной остановки ротора. Общий запас энергии для привода пусковых устройств должен обеспечивать не менее четырех пусков.

Для СПК¹ и СВП² допускается питание от одного источника энергии.

8.1.10 Должна обеспечиваться возможность очистки проточных частей компрессоров и турбин ГТД в судовых условиях.

Для СПК и СВП допускается по согласованию с Обществом производить очистку ГТД с помощью береговых устройств.

8.1.11 Воздухозаборные устройства ГТД должны быть оборудованы фильтрующими устройствами, предотвращающими опасные для нормальной эксплуатации ГТД скорости заноса проточных частей компрессоров. Должны быть предусмотрены приспособления для закрытия приемных отверстий заборников воздуха при неработающих ГТД.

Размещение приемных отверстий воздуха должно исключать попадание в компрессор воды, паров и выбросов из вентиляторов.

Необходимо предусмотреть меры, не допускающие обледенения всасывающего тракта, если по условиям эксплуатации судна существует опасность обледенения.

Должен быть предусмотрен резервный прием 60% воздуха на случай обледенения основного приемного отверстия.

Меры против обледенения и резервный прием для СПК и СВП по согласованию с Обществом допускается не предусматривать.

8.1.12 Системы выпуска газа должны иметь устройства для исключения циркуляции воздуха через ГТД во время стоянки. Если один воздуховод или выхлопной трубопровод установлен на два и более двигателя, то необходимо исключить рециркуляцию воздуха и газа через неработающий двигатель.

8.1.13 Шахты забора воздуха и выпуска газа, топливные, охлаждающие и другие трубопроводы должны присоединяться к двигателю так, чтобы не передавать к месту присоединения усилий при расширении.

8.1.14 В воздуховодах и шахтах для подвода воздуха к компрессору все внутренние детали должны изготавливаться из материалов, стойких против коррозии в морских условиях. Размеры деталей и крепежа должны исключать возможность их прохода через защитные сетки перед компрессором. Весь крепеж внутри должен стопориться. Шахты и воздуховоды должны обеспечивать возможность периодического контроля состояния внутренних поверхностей.

8.1.15 Все турбокомпрессоры и газовые турбины должны иметь устройства для проворачивания. Должна быть предусмотрена блокировка валоповоротного устройства с пусковым устройством ГТД или автоматическое отключение.

8.1.16 ГТД для привода аварийного генератора и пожарного насоса должны иметь автономные системы топлива, смазки и охлаждения. Автоматический запуск должен быть продублирован ручным.

8.2 РОТОРЫ ГТД

8.2.1 Расчет на прочность вращающихся деталей ГТД должен производиться для режима максимальной мощности и для режимов, при которых напряжения могут достигать максимального значения. Проверочный расчет производится для числа оборотов на 20% выше номинального.

8.2.2 Для вращающихся деталей ГТД должен быть произведен расчет на увеличенный крутящий момент, соответствующий работе ГТД при температуре наружного воздуха на 20°C ниже расчетной.

8.2.3 Расчет на прочность вращающихся деталей газовых турбин заднего хода должен производиться на максимальный крутящий момент, соответствующий экстренному торможению судна, с применением «контрпара».

8.2.4 Расчет на прочность узлов, передающих мощность ГТД для привода судовых генераторов тока, должен производиться по крутящему моменту для режима короткого замыкания, если в системе двигатель-генератор не применяются специальные муфты проскальзывания.

8.2.5 Рабочие лопатки, размеры которых не позволяют обеспечить непробиваемость корпусов или специальных кожухов, должны иметь повышенные запасы статической и динамической прочности.

8.2.6 Критическое число оборотов ротора должно определяться с учетом консолей и отвечать требованиям 3.2.2 настоящей части. Для консольных роторов необходим расчет прецессии и дополнительных нагрузок от гироскопического момента.

8.2.7 Должны удовлетворяться также требования 3.2.3-3.2.5 настоящей части.

8.2.8 Динамические напряжения в лопатках компрессоров должны быть определены экспериментально на всех рабочих режимах, включая режимы запуска, и облопачивание должно быть отстроено от опасных форм колебания. Запас по усталостной прочности рабочих лопаток должен быть не менее 3 для основных режимов и 2,5 для проходных. При учете влияния коррозионной среды запас может быть снижен в 1,2 раза.

8.3 КОРПУСА ГТД

8.3.1 В корпусах газовых турбин и компрессоров должны быть предусмотрены специальные лючки или отверстия для осмотра лопаточного аппарата, а сами ГТД должны снабжаться специальными приборами для осмотра.

8.3.2 Корпус ГТД должен отвечать требованиям 3.3.7 настоящей части; при этом требование 3.3.7 распространяется только на конструкции ГТД с подшипниками скольжения.

8.3.3 При применении внутренней изоляции корпуса газовой турбины должно быть обеспечено надежное ее крепление и покрытие кожухами, исключающее местное оголение поверхности корпуса и попадание изоляции в проточную часть.

8.3.4 Конструкция масляных уплотнений должна исключать попадание масла и масляных паров в проточную часть турбин и компрессоров и выброс масла и паров наружу.

8.3.5 Каждая турбина и компрессор должны иметь дренажные отверстия в нижней точке корпуса. Должна быть предусмотрена возможность продувания корпуса турбины для удаления попавшего из камер сгорания и газопровода несгоревшего топлива.

8.4 ПОДШИПНИКИ ГТД

8.4.1 Подшипники скольжения ГТД должны отвечать требованиям 3.4 настоящей части.

8.4.2 Для судовых ГТД всех типов разрешается применение подшипников качения.

8.5 КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

8.5.1 Устройство камер сгорания ГТД должно обеспечивать удобное их обслуживание и возможность смены форсунок и жаровых труб в судовых условиях.

8.5.2 Должна быть обеспечена возможность осмотра жаровых труб камер сгорания без их разборки.

8.5.3 Должно быть исключено попадание топлива в камеры сгорания ГТД при неработающем двигателе.

8.5.4 Для удаления несгоревшего топлива должна быть предусмотрена возможность продувания камер сгорания и газопроводов.

¹ Суда на подводных крыльях.

² Суда на воздушной подушке.

8.6 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

8.6.1 В теплообменных аппаратах ГТД (регенераторах и воздухоохладителях) должна быть предусмотрена возможность обнаружения протечек и места поврежденного звена с помощью опрессовки.

Плотность регенератора должна проверяться как по газовой, так и по воздушной стороне. Способ и порядок обнаружения протечек и мест поврежденных элементов, а также выключение последних должны быть изложены в специальной инструкции.

8.6.2 Должны быть исключены опасные резонансные колебания и автоколебания элементов теплообменных аппаратов.

8.6.3 Регенератор должен быть оборудован системой пожаротушения в соответствии с требованиями 3.1.2 части 6 «Противопожарная защита» (см. п. 13 табл. 3.1.2.1).

8.6.4 Воздухоохладители ГТД должны удовлетворять требованиям 1.5.6 настоящей части.

8.6.5 Воздухоохладители должны допускать возможность осмотра и чистки трубных досок и глушения любых трубок без снятия крышек.

8.6.6 Воздухоохладители ГТД должны иметь устройства для непрерывного удаления влаги, выпадающей из воздуха при работе ГТД.

8.6.7 Теплообменные аппараты должны также отвечать требованиям разделов 1, 2 и 6 части 10 «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением», за исключением 6.3.1-6.3.4, 6.3.6 и 6.4.2.

8.7 УПРАВЛЕНИЕ, ЗАЩИТА И РЕГУЛИРОВАНИЕ

8.7.1 Главный ГТД должен быть оборудован системой автоматического регулирования и дистанционного управления, обеспечивающей:

1. задание требуемого режима и устойчивое поддержание его на всем диапазоне рабочих оборотов;
2. запуск и остановку в любых эксплуатационных условиях;
3. поддержание устойчивой работы компрессоров и камер сгорания на маневрах;
4. предотвращение заброса температур газа;
5. единое управление ГТД и двигателем от одного рычага или маховика, однако должно быть возможно и раздельное управление;
6. ограничение крутящего момента на валу отбора мощности (при необходимости).

8.7.2 Каждая силовая турбина ГТД должна иметь предельный выключатель (по оборотам), непосредственно соединенный с валом турбины. В качестве предельного выключателя может быть применен масляный выключатель, получающий импульс от импеллера, имеющего непосредственный привод от вала турбины.

Предельный выключатель должен срабатывать таким образом, чтобы не допускать возможности разгона турбины сверх установленного «предельного» числа оборотов. Система управления органом, останавливающим турбину от предельного выключателя, должна быть

выполнена с минимальным количеством источников энергии и таким образом, чтобы в случае исчезновения энергии в системе управления не происходило увеличения числа оборотов ГТД.

Предельное число оборотов не должно превышать номинальные обороты более чем на 15%.

8.7.3 ГТД в случаях, оговоренных в 3.6 настоящей части, кроме предельного выключателя, должны иметь и регулятор скорости, а сам регулятор скорости - удовлетворять содержащимся там требованиям.

При снижении подачи топлива регулятором не допускается остановка ГТД.

8.7.4 Главный ГТД должен обеспечивать неограниченную по времени стоянку в двухминутной готовности с возможностью дать ход через 2 мин после получения команды.

ГТД с ВРШ, время запуска которого до принятия полной нагрузки превышает 2 мин, должен быть снабжен устройством, останавливающим турбину при работающем турбокомпрессоре. Время остановки пропульсивной турбины с холостого хода по команде «стоп-винт» не должно превышать 2 мин.

8.7.5 Должны выполняться требования 3.2.2.1 части 15 «Автоматизация».

8.7.6 Главный и вспомогательные ГТД должны быть снабжены устройством для экстренной остановки ГТД любого режима работы не менее чем двумя независимыми средствами.

8.7.7 Маневровое устройство ГТУ с турбиной заднего хода должно отвечать требованиям 3.6.1 и 3.6.2 настоящей части. Маневровые клапаны переднего и заднего хода должны быть заблокированы. При любом положении маневровых клапанов должны обеспечиваться достаточные запасы устойчивой работы компрессоров ГТД.

8.7.8 Система защиты ГТД, помимо предельного выключателя, должна обеспечивать полное прекращение подачи топлива:

1. при падении давления смазочного масла в системе ниже допустимого;
2. при повышении температуры газа перед или за турбиной сверх допустимой;
3. при повышении крутящего момента выше допустимого предела (при необходимости).

8.7.9 Главный ГТД должен быть оборудован средствами аварийно-предупредительной сигнализации по параметрам в соответствии с табл. 4.1.2 части 15 «Автоматизация» для судов со знаком автоматизации А2.

При неавтоматизированном ГТД должны выполняться требования 2.1, 2.2, 2.15 табл. 4.1.2 части 15 «Автоматизация».

8.7.10 Система управления ГТД должна отвечать также требованиям 1.7, 1.8, 1.9, 1.10, 1.11 части 7 «Механические установки».

8.7.11 Рабочая среда системы управления не должна при низких температурах сгущаться и быть легковоспламеняемой.

Система фильтров и теплообменников должна обеспечивать требуемую температуру и чистоту рабочей среды.

8.7.12 Для главного ГТД должна быть предусмотрена возможность контроля показаний штатных тахометров.

8.7.13 Системы управления вспомогательных ГТД, предназначенных для приводов генераторов, должны удовлетворять требованиям 2.11.3 и 2.11.4 настоящей части.

8.8 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

8.8.1 Пост управления главного ГТД должен быть оборудован приборами для измерения параметров в соответствии с 8.7.9 и устройствами, указанными в 3.7.2.2-3.7.2.4, а также приборами, необходимыми для проведения теплотехнического контроля за работой ГТД.

8.8.2 Для вспомогательных ГТД пост управления должен быть оборудован приборами для замера:

1. оборотов ротора;
2. давления масла перед ГТД;
3. давления топлива перед ГТД;

4. температуры масла перед ГТД;
5. температуры газа перед или за турбиной.

9. ГТУ СО СВОБОДНОПОРШНЕВЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ГАЗА

9.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

9.1.1 Установка на судах ГТУ со свободнопоршневыми генераторами газа (СПГГ) допускается только в случае, если будет не менее двух СПГГ.

При выходе из строя одного из СПГГ действие другого должно обеспечивать работу турбины с мощностью, достаточной для движения судна со скоростью не менее 7 уз.

9.1.2 Должны удовлетворяться требования 8.1.3 и 8.1.4.

9.1.3 Каждый СПГГ должен иметь газопровод с запорным клапаном для отвода газа в атмосферу при пуске и регулировании, располагающийся непосредственно у СПГГ.

В установках, где в общий газопровод работают несколько СПГГ, на газовыпускающем патрубке каждого из них необходима установка невозвратного клапана, автоматически открывающегося и закрывающегося при остановке СПГГ.

Должна быть обеспечена возможность ремонта каждого СПГГ при работающих остальных.

9.1.4 СПГГ должен быть оборудован устройством для визуального определения в процессе работы крайних положений поршневых групп с указанием допустимых предельных положений поршней во внешних мертвых точках.

9.1.5 СПГГ должен быть оборудован автоматическим устройством, ограничивающим величины максимальной и минимальной подачи топлива и обеспечивающим его нормальную устойчивую работу по всем диапазонам рабочих нагрузок.

9.1.6 На видных местах корпуса СПГГ должны быть помещены надписи, предупреждающие о недопустимости открывания люков ресивера продувочного воздуха после остановки СПГГ до тех пор, пока давление в нем не будет снижено до атмосферного.

9.1.7 Насосы, холодильники, фильтры водяной и масляной систем охлаждения могут быть общими для всех СПГГ. При этом должна быть обеспечена возможность регулирования температур и расходов как в общей системе, так и отдельно у каждого СПГГ, а также отключение любого СПГГ.

9.1.8 СПГГ должны допускать возможность работы с перегрузкой не менее 10% номинальной мощности в течение 1 ч.

9.1.9 На газовом тракте от СПГГ к турбине должно быть установлено защитное приспособление, препятствующее попаданию из СПГГ в проточную часть турбины твердых предметов (обломков поршневых колец и т. п.).

9.2 РОТОРЫ ТУРБИН

Роторы турбин должны отвечать требованиям 8.2.

9.3 КОРПУСА ТУРБИН

Корпуса турбин должны отвечать требованиям 8.3.

9.4 ПОДШИПНИКИ ТУРБИН

Подшипники турбин должны отвечать требованиям 8.4.

9.5 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменные аппараты должны отвечать требованиям 8.6.

9.6 СПГГ

9.6.1 Конструкция поршневых групп СПГГ должна предусматривать возможность уравнивания их масс в случае замены основных деталей.

9.6.2 Конструкция СПГГ должна отвечать требованиям 2.3.1, 2.3.2, 2.3.3 и 2.5.2 только в случае охлаждения наддувочного воздуха в продувочном ресивере.

9.6.3 Должен быть предусмотрен спуск скапливающихся осадков из воздушных ресиверов, буферных и компрессорных полостей.

9.6.4 Должны быть предусмотрены меры, предотвращающие воспламенение паров масла в полостях буферных цилиндров и ресивере продувочных насосов.

9.6.5 Топливные насосы высокого давления должны быть оборудованы устройством для быстрого прекращения подачи топлива.

9.6.6 Топливная аппаратура должна удовлетворять требованиям 2.6.1 и 2.6.2.

9.6.7 Лубрикаторы, обеспечивающие подачу масла на смазку цилиндров, должны иметь регулирующие устройства подачи масла на каждую точку.

9.6.8 Должно быть обеспечено требование 2.7.1.

9.6.9 Система подвода охлаждающей поршни жидкости должна обеспечиваться устройствами, снижающими гидравлические удары.

9.6.10 В районе приемных отверстий для забора воздуха в компрессорную часть СПГГ не должны располагаться отверстия воздушно-газоотводящих труб из топливных и масляных систем, а также вентиляции машинных, аккумуляторных, рефрижераторных и других подобных помещений.

Всасывающие отверстия приемного воздухопровода должны быть ограждены сетками или решетками.

9.7 УПРАВЛЕНИЕ, ЗАЩИТА И РЕГУЛИРОВАНИЕ

9.7.1 ГТУ с СПГГ должна быть оборудована системой автоматического и дистанционного управления и регулирования, обеспечивающей:

1. выполнение требований в 8.7.1.1, 8.7.1.2, 8.7.1.5, 8.7.2, 8.7.3, 8.7.4, 8.7.6, 8.7.7 и 8.7.11;
2. поддержание устойчивой работы СПГГ на маневрах.

9.7.2 Система защиты должна обеспечить прекращение подачи газа в турбину в случаях, перечисленных в 8.7.8.

9.7.3 На каждом СПГГ должно быть предусмотрено автоматическое устройство для остановки СПГГ в случаях:

1. падения давления охлаждающей поршни и втулки жидкости ниже допустимого;
2. достижения предельного хода поршней.

9.7.4 ГТУ с СПГГ должна быть оборудована средствами аварийно-предупредительной сигнализации по следующим параметрам:

1. по снижению давления (расхода) в системе охлаждения ниже допустимого;
2. по повышению температуры в системе охлаждения выше допустимого;
3. по повышению температуры газа перед турбиной выше допустимого;
4. по требуемым 8.7.9.2 и 8.7.9.5.

9.7.5 Система управления должна отвечать также требованиям 1.7-1.11 части 7 «Механические установки».

9.8 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Контрольно-измерительные приборы должны удовлетворять требованиям 8.8.1, за исключением .12, а также требованиям 3.7.2.1-3.7.2.4.