

**ПРАВИЛА
КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ
МОРСЬКИХ СУДЕН**

**ЧАСТИНА VII
МЕХАНІЧНІ УСТАНОВКИ**



Київ 2026

Регістр судноплавства України.**Правила класифікації та побудови морських суден.**

Це видання Правил класифікації та побудови морських суден 2026 року підготовлене на основі їх четвертого видання 2020р., з врахуванням змін і доповнень, включених у Бюлетені змін і доповнень №1 (2020р.), №3 (2022р.), №4 (2024р.), №5 (2025р.), № 6 (2025) та врахуванням змін до застосовних міжнародних конвенцій та кодексів, прийнятих відповідними резолюціями Морською міжнародною організацією (ІМО), уніфікованих вимог і рекомендацій Міжнародної асоціації класифікаційних товариств (МАКТ) і змін до застосовних резолюцій Європейської економічної комісії ООН і директив Європейського Парламенту та Ради, змін і доповнень, прийнятих за результатами аналізу Правил інших Класифікаційних товариств, а також з досвіду їх застосування.

Перелік частин, що увійшли до цих Правил:

Частина II Корпус

Частина III Пристрої, обладнання і забезпечення

Частина IV Остійність.

Частина V Поділ на відсіки

Частина VI Протипожежний захист

Частина VII Механічні установки

Частина VIII Системи і трубопроводи

Частина IX Механізми

Частина X Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском

Частина XI Електричне обладнання

Частина XII Холодильні установки

Частина XIII Матеріали

Частина XIV Зварювання

Частина XV Автоматизація

Частина XVI Конструкція та міцність корпусів суден із полімерних композиційних матеріалів

Правила класифікації та побудови морських суден Регістра судноплавства України затверджені згідно з діючим положенням і вступають в силу з 01.09.2026 року.

Правила публікуються в електронному виді у форматі PDF на офіційному сайті Регістру судноплавства України по частинам українською та англійською мовами. У разі розбіжностей між текстами українською та англійською мовами та сумнівів щодо тлумачення Правил текст українською мовою переважатиме.

Офіційне видання

Регістр судноплавства України

© Регістр судноплавства України, 2026

ЗМІСТ:

ЗМІНИ:	6
---------------------	----------

ЧАСТИНА VII. МЕХАНІЧНІ УСТАНОВКИ**1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ**

1.1 Область поширення	8
1.2 Визначення і пояснення	9
1.3 Обсяг нагляду	13

2. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

2.1 Потужність головних механізмів	15
2.2 Кількість головних котлів	18
2.3 Умови навколишнього середовища	18
2.4 Матеріали і зварювання	19
2.5 Контрольно – вимірювальні прилади	20
2.6 Застосування показників надійності механічних установок	20
2.7 Вимоги щодо резервування пропульсивної установки	20
2.8 Вимоги до механічних установок суден полярних класів	24
2.9 Вимоги до механічних установок суден Балтійських льодових класів	37
2.10 Загальні вимоги до механічних установок суден, які використовують природний газ, як паливо	64
2.11 Вимоги до механічних установок суден, обладнаних для забезпечення тривалої експлуатації при низьких температурах	76
2.12 Вимоги до суден, підготовлених до переобладнання для використання газу, як палива	78
2.13 Вимоги до суден, обладнаних для використання метанолу та етанолу, як палива	80

3. ПРИСТРОЇ ТА ПОСТИ КЕРУВАННЯ. ЗАСОБИ ЗВ'ЯЗКУ

3.1 Пристрої керування	86
3.2 Пости керування	86
3.3 Засоби зв'язку	89

4. МАШИННІ ПРИМІЩЕННЯ, РОЗТАШУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ

4.1 Загальні вказівки	91
4.2 Розташування механізмів та обладнання	91
4.3 Розташування паливних цистерн	92
4.4 Установлення механізмів та обладнання	93
4.5 Вихідні шляхи з машинних приміщень	93
4.6 Ізоляція нагрітих поверхонь	98

5. ВАЛОПРОВОДИ

5.1 Загальні вказівки	99
5.2 Конструкція та розміри валів	99
5.3 З'єднання валів	102
5.4 Безшпонкові з'єднання гребного гвинта і муфт валопроводу	103
5.5 Розташування опор валопроводу	106
5.6 Підшипники валів	106
5.7 Дейдвудні ущільнення	107
5.8 Гальмівні пристрої	107
5.9 Гідравлічні випробування	107
5.10 Вали з елементами з полімерного композиційного матеріалу	108

6. РУШІ

6.1 Загальні вказівки	109
6.2 Товщина лопаті	109
6.3 Маточина і деталі кріплення лопаті	111
6.4 Балансування гвинтів	112
6.5 Гвинти регульованого кроку	112
6.6 Гідравлічні випробування	113

7. ЗАСОБИ АКТИВНОГО КЕРУВАННЯ СУДНАМИ

7.1 Загальні вказівки	114
7.2 Вимоги до конструкції.....	114
7.3 Засоби аварійно-попереджувальної сигналізації	115
7.4 Вимоги до керованості.....	116
7.5 Гідпоавлічні випробування	118

8. КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ

8.1 Загальні вказівки	119
8.2 Допустимі напруження для колінчатих валів.....	120
8.3 Допустимі напруження для проміжних, упорних, гребних валів та валів генераторів.....	121
8.4 Допустимий момент у редукторі	122
8.5 Допустимі момент і температура прежних муфт.....	122
8.6 Інші елементи установки.....	122
8.7 Вимірювання крутильних коливань	123
8.8 Заборонені зони частот обертання.....	123

9. ВІБРАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ І ОБЛАДНАННЯ. ТЕХНІЧНІ НОРМИ

9.1 Загальні вказівки	125
9.2 Нормовані параметри вібрації	125
9.3 Норми вібрації двигунів внутрішнього згоряння.....	127
9.4 Норми вібрації головних парових турбозубчастих агрегатів і упорних підшипників	130
9.5 Норми вібрації роторних допоміжних механізмів	132
9.6 Норми вібрації поршневих компресорів повітряЦІІ.....	136
9.7 Норми вібрації котлів і теплообмінних апаратів	136
9.8 Норми вібрації газотурбозубчастих агрегатів	137
9.9 Норми вібрації головних гвинтостернових колонок	138

10. ЗАПАСНІ ЧАСТИНИ

10.1 Загальні вимоги	141
10.2 Норми запасних частин	141

11 СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ

11.1 Загальні положення.....	146
11.2 Об'єкти і параметри контролю	146
11.3 Загальні вимоги до систем моніторингу технічного стану	147
11.4 Технічна документація	148
11.5 Вимоги до контролю показників робочих мастил	148
11.6 Вимоги до контролю параметрів робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння.....	148
11.7 Вимоги до контролю параметрів зносу циліндро-поршневої групи двигуна внутрішнього згоряння.....	149
11.8 Вимоги до контролю параметрів вібрації	149
11.9 Вимоги до контролю ударних імпульсів.....	150
11.10 Вимоги до аналізу тенденції зміни параметрів діагностики і прогнозу технічного стану	151

12. СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

12.1 Загальні положення.....	152
12.2 Визначення і пояснення.....	152
12.3 Технічна документація	152
12.4 Додаткові вимоги до суден зі знаком <i>BMS</i>	153

13. ЯКІСНИЙ АНАЛІЗ ВІДМОВ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ І РУЛЬОВОГО ПРИСТРОЮ НА ПАСАЖИРСЬКИХ СУДНАХ

13.1 Область поширення.....	155
13.2 Системи, які підлягають аналізу.....	155
13.3 Критерії відмов.....	155
13.4 Перевірка рішень.....	156

14 ВИМОГИ ДО СУДЕН НА ВІДПОВІДНІСТЬ ЗНАКУ IWS У СИМВОЛІ КЛАСУ

14.1 Загальні вимоги і сфера поширення.....	157
14.2 Технічна документація	157

14.3 Технічні вимоги.....	157
15 ВИМОГИ ДО СУДЕН, ПРИСТОСОВАНИХ ДО ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БЕЗ ПОСТАНОВКИ В ДОК З МОЖЛИВІСТЮ ОГЛЯДУ ПІДВОДНОЇ ЧАСТИНИ СУДНА НА ПЛАВУ	
15.1 Загальні положення і сфера поширення.....	158
15.2 Технічна документація	158
15.3 Технічні вимоги.....	158
ДОДАТОК 1	
Оцінка утомної міцності проміжних валів, виготовлених із сталі підвищеної міцності	161

ЗМІНИ:

Ця частина Правил класифікації та побудови морських суден 2026 року, порівняно з їх виданням 2020 року з внесеними в них бюлетенями змінами та доповненнями, містять нижчезазначені зміни та доповнення:

Розділи/підрозділи/ пункти, що змінюються	Інформація про зміни	Підстава для внесення змін	Примітки
Розділ 1			
1.1.2, 1.2	Зміни редакційного характеру	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
1.1.3.4	Доповнений новим пунктом з вимогами до суден, підготовлених для переобладнання для використання газу як палива	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
1.1.4	Доповнений пунктом з вимогами до суден, які використовують метанол та етанол як паливо	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
1.3.2.3	Уточнені вимоги щодо нагляду Регістру	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 2			
2.1.1.2	Уточнені вимоги щодо потужності механізмів	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.4.1	Розширена номенклатура деталей, властивості матеріалів яких можуть вибиратися за стандартами	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.7.3.1.4	Текст пункту анульований	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.7.3.2	Доповнений новим пунктом	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.9.1.4	Виключені умови застосування формули 2.9.1.3-2;	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.9.2.5.1.9	У формулі 2.9.2.5.1.9 внесені зміни для визначення коефіцієнта k_3	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.9.2.5.3, 2.9.2.5.4	Номери пунктів 2.9.5.3.3 і 10.7.5.4.1 змінено на 2.9.2.5.3.3 і 2.9.5.4.1		
2.10.1.2	Зміни редакційного характеру згідно Резолюції IMO MSC.567(109)	Бюлетень № 4 змін і доповнень Бюлетень № 6 змін і доповнень	
2.10.1.2	Доповнений новим поясненням згідно резолюції MSC.551(108)	Бюлетень № 5 змін і доповнень	
2.10.2.3.3	Внесені зміни згідно резолюції MSC.551(108)	Бюлетень № 5 змін і доповнень	
2.10.2.4.5	Уточнені вимоги до паливних цистерн з приймальними колодязями згідно Резолюції IMO MSC.567(109)	Бюлетень № 6 змін і доповнень	
2.10.7.1	Текст пункту замінений на новий згідно резолюції MSC.551(108)	Бюлетень № 5 змін і доповнень	
2.10.9.1.14	Внесені зміни з урахуванням резолюції MSC.475(102)	Бюлетень № 3 змін і доповнень	
2.10.9.2.1	Доповнений новим текстом	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.10.10.1	Внесені зміни згідно резолюції MSC.551(108)	Бюлетень № 5 змін і доповнень	
2.12	Доповнений новим підрозділом	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
2.13	Доповнений новим підрозділом	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
3.2.15, 3.3.6	Доповнений новими пунктами з вимогами до наплавних (напівзанурювальних) суден	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
Розділ 4			

4.2.4, 4.2.7, 4.5.11	Зміни редакційного характеру	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
4.4.4	Уточнені вимоги до встановлення елементів пропульсивної установки	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
5.6.1	Таблиця 5.6.1 замінена новою з урахуванням УВ МАКТ M52 (Rev.1 Jan 2019)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
5.10	Розділ доповнений новим підрозділом 5.10 « ВАЛИ З ЕЛЕМЕНТАМИ ІЗ ПОЛІМЕРНОГО КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ »	Бюлетень № 6 змін і доповнень	
Розділ 7			
7.1.5	Уточнені вимоги до конструкції ЗАКС	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
7.2.2	Уточнені вимоги до конструкції ЗАКС	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
7.4	Введений новий підрозділ з урахуванням УВ МАКТ M52 (Rev.1, Jan 2019)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 8			
8.1.6	Доповнений новим пунктом з урахуванням УВ МАКТ M80 (May 2019) щодо вимог до напружень від крутильних коливань дизель-генераторів	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 9			
9.1.1	Уточнені області застосування вимог до вібрації механізмів та обладнання	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
9.2.1	Введений додатковий параметр контролю вібрації	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
9.8.1	Зміни редакційного характеру	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
9.8.4	Текст пункту анульований	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
9.9	Підрозділ замінений новим текстом	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 14	Частина доповнена новим розділом з вимогами до суден зі знаком підготовленості судна до проведення огляду підводної частини корпусу судна на плаву (знак IWS у основному символі класу)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 15	Частина доповнена новим розділом з вимогами до суден зі знаком пристосування судна до тривалої експлуатації без постановки в док (знак UWILD (underwater inspection in lieu of dry-docking) у основному символі класу судна)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	

ЧАСТИНА VII. МЕХАНІЧНІ УСТАНОВКИ

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 ОБЛАСТЬ ПОШИРЕННЯ

1.1.1 Ця частина Правил поширюється на суднові механічні установки, обладнання машинних приміщень, валопроводи, рушії, системи моніторингу технічного стану механізмів механічної установки, запасні частини та засоби активного керування суднами (ЗАКС), як їх визначено в **1.2.8** частини III «Пристрої, обладнання та забезпечення».

Механічні установки та обладнання машинних приміщень суден валовою місткістю менше 500, якщо не зазначене інше, а також стоянкових суден повинні відповідати вимогам розділів **1 – 4** та **9 і 10**, а також частині IX «Механізми» настільки, наскільки вони можуть бути застосовані та достатні.

Вимоги щодо резервування пропульсивної установки і рульового пристрою пасажирських суден довжиною 120м і більше (визначення довжини згідно з **1.2** Правил про вантажну марку морських суден), або які мають три чи більше головні протипожежні вертикальні зони (див. **2.2.6.1** частини VI «Протипожежний захист»), відповідно з вимогами правила II-2/21 Конвенції СОЛАС з поправками, зміненого резолюцією ІМО MSC.216(82), додаток 3), до основного символу класа яких додається один із відповідних знаків, який обумовлює обсяг резервування механізмів і систем пропульсивної установки (див. **2.2.26** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден¹), утримуються в підрозд. **2.7**.

Вимоги до механічних установок суден полярних класів (див. **2.2.3** частини I «Класифікація») утримуються в підрозд. **2.8**.

Вимоги до механічних установок суден балтійських льодових класів (див. **2.2.3** частини I «Класифікація») утримуються в підрозд. **2.9**.

Вимоги до механічних установок суден обладнаних для забезпечення тривалої експлуатації при низьких температурах (див. **2.2.30** частини I «Класифікація») утримуються в підрозд. **2.11**.

1.1.2 Вимоги цієї частини Правил складені виходячи з умови, що температура спалаху палива (див. **1.2** частини VI «Протипожежний захист»), яке використовується на суднах необмеженого району плавання, для двигунів і котлів не нижче ніж 60°C, а для аварійних дизель-генераторів – не нижче ніж 43°C.

На суднах, експлуатація яких буде здійснюватися в географічно обмежених районах з такими кліматичними умовами, що температура в приміщеннях, де зберігається і використовується паливо, буде не менше ніж на 10°C нижче температури спалаху палива, може застосовуватися паливо з температурою спалаху не нижче 43°C. При цьому повинні бути виконані заходи, що забезпечують контроль і підтримку цього температурного режиму в зазначених приміщеннях.

Використання судового палива з температурою спалаху менше 60°C, але не менше 43°C, допускається (наприклад, для двигунів аварійних пожежних насосів і допоміжних механізмів, не розташованих в машинних приміщеннях категорії A) при дотриманні наступного:

- цистерни/танки рідкого палива, за виключенням розташованих у відсіках подвійного дна, знаходяться поза машинних приміщень категорії A;
- передбачені заміри температури палива на приймальному відростку паливного насосу;
- приймальний та випускний відростки паливного фільтра забезпечені стопорними кранами і/або клапанами; і
- наскільки можливо, в з'єднаннях трубопроводів використовуються зварні конструкції або конструкції типу кругового конусу чи типу сфери.

На нафтоналивних суднах як паливо для котлів може застосовуватися сира нафта і залишки нафтового вантажу. Умови їхнього застосування викладені в **13.17** частини VIII «Системи і трубо-проводи».

¹ Далі – частина I «Класифікація»

1.1.3 На суднах допускається використання як палива газів (див. **2.2.27** частини I «Класифікація») або інших видів палива з низькою температурою спалаху за умови виконання вимог, викладених в цьому пункті.

1.1.3.1 Вимоги щодо використання як палива природного газу (враховують, відносно до такого палива, вимоги Кодексу МГП) викладені в **2.10** цієї частини; в **7.15.1, 9.16.2, 12.14, 13.11** і **13.12** частини VIII «Системи і трубопроводи»; в **6.8** частини VI «Протипожежний захист»; в **8.10** і розд. **9** частини IX «Механізми»; в **3.6** частини X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском», а також в **7.23** частини XI «Електричне обладнання».

У разі використання як палива газу, іншого ніж природний газ, чи інших видів палива з низькою температурою спалаху, додатково до зазначених вимог, судно повинно відповідати вимогам Кодексу МГП.

1.1.3.2 Якщо судно є газовозом LG² і використовує вантаж ЗПГ³ як паливо, то воно повинно відповідати вимогам Кодексу МГП і Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом (щодо використання вантажу як палива див. розділ **11** частини VI «Системи і трубопроводи» зазначених Правил).

Якщо судно є газовозом і в разі використання як палива газу, іншого ніж ЗПГ чи інших видів палива з низькою температурою спалаху, додатково до вимог Кодексу МКГ в частині використання палива (для газовозів CNG⁴ див. Правила класифікації та побудови суден для перевезення стиснутого природного газу) повинні виконуватися вище зазначені вимоги щодо застосування газового палива і вимоги Кодексу МГП.

1.1.3.3 Крім морських суден умови, зазначені в **1.1.3.1** та **1.1.3.2**, застосування газового палива можуть бути застосовні до інших морських об'єктів, що перебувають під технічним наглядом Регістру, морських добувних платформ і морських споруд.

Крім виконання цих умов, на таких об'єктах повинні враховуватися відповідні національні вимоги, що застосовуються до таких об'єктів.

1.1.3.4 Вимоги до суден, підготовлених до переобладнання для використання газу як палива (див. **2.2.41** частина I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден) викладені в **2.12** цієї частини Правил.

До основного символу класу таких суден додається знак **GRS** (Gas Ready Ship).

1.1.4 Вимоги щодо використання метанолу та етанолу як палива (див. **2.2.42** частина I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден) викладені в **2.13** цієї частини Правил та в **6.11** частини VI «Протипожежний захист», **12.15, 13.18** і **13.19** частини VIII «Системи і трубопроводи», **2.14** частини IX «Механізми», **7.28** і розділу **27** частини XI «Електричне обладнання».

До основного символу класу таких суден додається знак **LFLFS (Me)** або **LFLFS (Et)** (Low Flashpoint Liquid Fueled Ship (Methanol) or (Ethanol)).

1.2 ВИЗНАЧЕННЯ І ПОЯСНЕННЯ

Визначення та пояснення, що стосуються загальної термінології Правил, зазначені в Загальних положеннях класифікаційної та іншої діяльності і в частині I «Класифікація».

У цій частині Правил прийняті такі визначення, які також дійсні для частин VIII «Системи і трубопроводи» і IX «Механізми».

Альтернативна пропульсивна установка – комплекс механізмів, систем і пристроїв, здатний створювати упор або тягу для руху судна в аварійних умовах при відмові головної пропульсивної установки.

² Газовоз LG – судно, призначене для перевезення наливом зріджених газів, зокрема зрідженого природного газу, наливом та інших вантажів, перерахованих в таблиці технічних вимог (див. Додаток 1) Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом.

³ ЗПГ – зріджений природний газ.

⁴ Газовоз CNG – судно, призначене для перевезення стиснутого природного газу (СПГ).

Як альтернативна пропульсивна установка може використовуватися резервний аварійний двигун, електродвигун або валогенератор, який може використовуватися як пропульсивний електродвигун.

Сумарна потужність двигунів альтернативної пропульсивної установки повинна складати не менше однієї восьмої сумарної потужності головної пропульсивної установки.

Альтернативне суднове паливо – суднове паливо, яке є заміною відповідним традиційним видам палива; виробляється (видобувається) із нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини, або є сумішшю альтернативного і традиційного видів палива, і за своїми властивостями може відрізнятися від традиційного виду палива.

Валопровод – конструктивний комплекс, кінематично з'єднуючий головний двигун або головну судову передачу (при наявності) з рушієм, який включає в себе: гребні, проміжні та інші вали з деталями їхнього з'єднань і підшипниками; а також дейдвудне обладнання з підшипниками, ущільненнями, системами змащення і охолодження, іншим обладнанням (наприклад, обладнання для вимірів просідання гребного вала, захисні кожухи, гальмове обладнання тощо), який служить для передачі крутного моменту від двигуна до рушія.

Верхня льодова ватерлінія (ВЛВЛ) – ватерлінія, яка визначається максимальною осадкою в носовій, міделевій і кормовій частинах судна.

Вихід – отвір у перегородці або палубі, обладнаний закриттям і призначений для проходу людей.

Вихідний шлях – шлях, що веде від найнижчого рівня настилу машинного приміщення до виходу з цього приміщення.

Головний засіб активного керування судном (Головний ЗАКС) – рушійно-стерновий пристрій у складі пропульсивної установки судна.

Головні механізми – механізми у складі пропульсивної установки судна.

Головна пропульсивна установка – комплекс механізмів, систем і пристроїв, здатний створювати упор або тягу для руху судна, який включає пропульсивні механізми приблизно рівної потужності, допоміжні механізми і системи, що забезпечують їхню роботу, рушії, а також всі необхідні системи контролю, керування і сигналізації.

У випадку наявності в складі головної енергетичної установки декількох двигунів, кожен із пропульсивних двигунів, що входить до неї, вважається головним.

Якщо кожна пропульсивна установка в двох- і більше валовій енергетичній установці є повністю автономною, то кожна така установка вважається головною пропульсивною установкою.

Дистанційне керування – дистанційна зміна частоти обертання, напрямку обертання, а також дистанційний пуск і зупинення механізмів.

Діагностування технічного стану – процес визначення причин відхилення діагностичних параметрів при проведенні моніторингу технічного стану і/чи встановлення несправностей, як правило, безрозбірними методами, з метою здійснення технічного обслуговування і ремонту за фактичним станом.

Допоміжний засіб активного керування судном – рушійно-стерновий пристрій, який забезпечує рух судна та його керованість на малих ходах, або можливість керування судном без ходу при наявності основних засобів руху та керування судном, який використовується або сумісно із основними засобами руху та керування судном, або при непрацюючих основних засобах руху та керування.

Допоміжні механізми і системи пропульсивної установки – всі системи забезпечення з механізмами і обладнанням (паливна система, системи мастила, охолодження, стиснутого повітря, гідравліки тощо), які необхідні для роботи пропульсивного механізму і рушія.

Допоміжні механізми – механізми, які забезпечують роботу головних механізмів, постачання судна електроенергією та іншими видами енергії, а також функціонування систем і пристроїв, які підлягають технічному нагляду Регістром.

До допоміжних механізмів відповідального призначення відносяться:

- генераторний агрегат, який є основним джерелом електроенергії;

- джерело постачання парою;
- конденсатний насос та пристрої забезпечення вакууму у конденсаторах;
- пристрої механічного подання повітря до котлів;
- компресор повітря, сумісно з повітряним балоном, які забезпечують пуск та керування,

а також механізми, які забезпечують роботу або функціонування:

- систем води живлення котлів;
- паливних систем котлів або двигунів;
- пристроїв для подання води під тиском;
- гідравлічних, пневматичних або електричних систем керування головними механізмами, у тому числі гвинтами регульованого кроку (ГРК).

Загальний пост керування – пост, призначений для одночасного керування двома або декількома головними механізмами, обладнаний контрольно-вимірювальними приладами, приладами аварійно-попереджувальної сигналізації і засобами зв'язку.

Засоби активного керування судном (ЗАКС) – спеціальні рушійно-стернові пристрої та їхнє будь-яке сполучення або між собою, або з головними рушіями, здатні створювати упор або тягу, спрямовані як під фіксованим кутом до діаметральної площини судна, так і під кутом, що змінюється, або на всіх ходових режимах (головні ЗАКС), або на частині режимів, включаючи малі ходи, а також при відсутності ходу (допоміжні ЗАКС) (див. 7.1.1).

Кодекс МГП (Кодекс IGF) – Міжнародний кодекс з безпеки суден, що використовують гази або інші види палива з низькою температурою спалаху, 2015 року, прийнятий резолюцією IMO MSC.391(95), з поправками, включаючи внесені резолюцією IMO MSC.458(101).

Кодекс МКГ (Кодекс IGC) – Міжнародний кодекс побудови та обладнання суден, що перевозять зріджені гази наливом, 1999 року, перевиданий відповідно до резолюції IMO MSC.370(93), з поправками, внесеними резолюціями IMO MSC.411(97) і MSC.441(99).

Конвенція СОЛАС-74/78/88⁵ – Міжнародна конвенція про охорону людського життя на морі 1974 року і Протоколи 1978 року та 1988 року до неї, включаючи застосовні в ній кодекси.

Машинне відділення – машинне приміщення, в якому знаходяться головні механізми, а на судах з гребними електричними установками – головні генератори.

Машинні приміщення – усі машинні приміщення категорії А та всі інші приміщення, де знаходяться головні механізми, валопроводи, котли, установки рідкого палива, парові машини, двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), електрогенератори та інші основні електричні механізми, станції приймання палива, установки вентиляції і кондиціонування повітря, холодильні установки, рульові машини, обладнання заспокоювачів хитавиці та інші подібні приміщення, а також шахти цих приміщень.

Машинні приміщення категорії А – приміщення і шахти, що ведуть у ці приміщення, у яких розташовані:

- двигуни внутрішнього згоряння, що використовуються як головні механізми; або
- двигуни внутрішнього згоряння, що використовуються для інших цілей, якщо їхня сумарна потужність складає не менше 375кВт; або
- будь-які котли, що працюють на судовому паливі, або установки судового палива, або устаткування, що працює на судовому паливі, інше ніж котли, а також як генератори інертних газів, інсинератори тощо.

Місцевий пост керування – пост, обладнаний органами керування, контрольно-вимірювальними приладами і, якщо необхідно, засобами зв'язку, призначеними для керування, розташований поблизу механізму або безпосередньо на ньому.

⁵ Далі – Конвенція СОЛАС з поправками.

Напруження від крутильних коливань – напруження від змінного моменту, накладеного на середній момент.

Неробочий стан судна (як і знеструмлення) – стан, за якого головні механізми і котли, а також допоміжні механізми та обладнання, які їх обслуговують, не працюють через відсутність енергії. Крім того, відсутня енергія для уведення в дію головних механізмів. Одночасно передбачається, що є справні основне джерело електроенергії та інші допоміжні механізми відповідального призначення.

Нижня льодова ватерлінія (НЛВЛ) – ватерлінія, яка визначається мінімальною осадкою в носовій, міделевій і кормовій частинах судна. НЛВЛ визначається з урахуванням баластного стану при рухові в льодових умовах (наприклад, приймаючи до уваги занурення гребного гвинта).

Обладнання – різного роду фільтри, теплообмінні апарати, цистерни та інші пристрої, які призначені для забезпечення нормальної роботи механічної установки.

Одинична відмова пропульсивної установки – відмова або одного активного елемента (головного двигуна, генератора, їхньої локальної системи керування, дистанційно керованого клапана тощо), або одного пасивного елемента (трубопроводу, кабелю живлення, керованого вручну клапана тощо), яка не приводить до відмов інших елементів.

Потужність пропульсивної установки – сумарна потужність установлених на судні пропульсивних механізмів.

Якщо не зазначено інше, потужність пропульсивної установки не включає потужність, вироблену пропульсивними механізмами, але яка використовується в нормальних умовах експлуатації для інших цілей, ніж рух судна (наприклад, потужність валогенератора).

ПТНП – Правила технічного нагляду за побудовою суден і виготовленням матеріалів та виробів.

Пропульсивний механізм – механізм (двигун внутрішнього згоряння, турбіна, електродвигун тощо), який виробляє механічну енергію для приводу рушія.

Пост керування вантажними операціями (ПКВО) – приміщення чи його частина, у якому розташовані засоби керування, контролю і сигналізації, що пов'язані з виконанням вантажних операцій, а на наливних суднах, крім того, – засоби контролю і сигналізації параметрів вантажу, баласту, атмосфери вантажних і баластних танків і вантажних насосних відділень, а також скидання нафтовмісних і промивних вод.

Прогнозування технічного стану – процес визначення зміни технічного стану об'єкта контролю на майбутній період часу, заснований на тенденції зміни значень діагностичних параметрів у по-передній період.

Пропульсивна установка – комплекс механізмів і пристроїв, що призначені для вироблення, перетворення і передачі енергії, яка забезпечує рух судна на усіх специфікаційних режимах ходу, і складається із рушіїв, валопроводів, головних судових передач і головних двигунів, в тому числі гребних електричних двигунів.

Резервування пропульсивної установки – однократне або багаторазове дублювання її елементів, при якому пропульсивна установка скомпонована таким чином, що одинична відмова одного із її активних чи пасивних елементів не приводить до втрати судом ходу і керованості в застережених в Правилах зовнішніх умовах.

Розрахункова потужність – максимальна, не обмежена за часом потужність, прийнята в розрахунках, які регламентуються Правилами, і зазначена в документах, що видаються Регістром.

Розрахункова частота обертання – частота обертання, яка відповідає розрахунковій потужності.

Рульовий пристрій – комплекс керування напрямком руху судна, що включає головний рульовий привід, допоміжний рульовий привід, систему керування рульовим приводом і перо стерна (при наявності) (див. 1.2. 9 частини III «Пристрої, обладнання та забезпечення»).

Рушій – механізм (гребний гвинт, гвинтостернова колонка, водометний рушій тощо), перетворюючий механічну енергію пропульсивного механізму в упор або тягу для руху судна.

Суднова енергетична установка – комплекс механізмів, систем і пристроїв, який забезпечує судно всіма видами енергії і може складатися із наступних елементів: головної пропульсивної установки, альтернативної пропульсивної установки, суднової електростанції, допоміжних систем і механізмів.

Система моніторингу технічного стану – сукупність засобів контролю і виконання, що взаємодіють із об'єктом контролю за вимогами, установленими відповідною документацією.

Система моніторингу технічного стану забезпечує визначення виду технічного стану об'єкта і систематичний нагляд (спостереження) за його зміною на ґрунті вимірювання значень контрольованих (діагностичних) параметрів і порівняння цих значень із установленими нормами.

Тенденція зміни діагностичного параметра (тренд параметра) – закономірність зміни діагностичного параметра у часі, представлена у графічній чи іншій формі (передісторія зміни параметра).

Установки рідкого палива – будь-яке обладнання, яке використовується для підготовки і подачі рідкого палива (підігрітого або не підігрітого) у котел, генератор інертного газу або двигун (включаючи газові турбіни), що складається з паливних насосів, сепараторів, фільтрів і підігрівників з тиском палива понад 0,18МПа.

Насоси для перекачування палива не є установками рідкого палива.

Центральний пост керування (ЦПК) – приміщення, в якому розташовані органи дистанційного керування головними і допоміжними механізмами, ГРК і крильчастими рушіями, головними та допоміжними ЗАКС, контрольно-вимірювальні прилади, прилади аварійно-попереджувальної сигналізації та засоби зв'язку.

1.3 ОБСЯГ НАГЛЯДУ

1.3.1 Положення, що стосуються порядку класифікації, технічного нагляду за побудовою і класифікаційних оглядів, а також вимоги до технічної документації, що подається на розгляд Регістру, викладені в Загальних положеннях класифікаційної та іншої діяльності і в частині I «Класифікація».

1.3.2 Нагляду Регістра, включаючи схвалення технічної документації відповідно до **4.1** частини I «Класифікація», підлягають:

.1 валопроводи в зборі, включаючи гребні вали з облицюваннями і гідроізоляцією, підшипники опорні, упорні і дейдвудні в зборі, муфти з'єднувальні, ущільнення дейдвудних пристроїв;

.2 рушії, у тому числі крильчасті та водометальні, гвинтостернові колонки; підрулюючі пристрої та рушійні комплекси активних стерен; механізми зміни кроку ГРК, букси мастиловоду і системи керування рушіями;

.3 деталі, які зазначені в табл. 1.3.2.3.

1.3.3 Нагляду Регістра підлягає монтаж механічного обладнання машинних приміщень, а також випробування таких складових частин механічної установки:

.1 головних механізмів, їхніх редукторів і муфт;

.2 котлів, теплообмінних апаратів і посудин під тиском;

.3 допоміжних механізмів;

.4 систем керування, контролю і сигналізації механічної установки;

.5 валопроводів і рушіїв;

.6 засобів активного керування судном.

1.3.4 Механічна установка після монтажу на судні механізмів, обладнання, систем і трубо-проводів повинна бути випробувана в дії під навантаженням за схваленою Регістром програмою.

Таблиця 1.3.2.3 Деталі, що підлягають нагляду

№ з/п	Найменування	Матеріал	Підрозділ частини XIII "Матеріали"
1	2	3	4
1	Валопроводи		
1.1	Вали проміжні, упорні, гребні	Сталь кована	3.7
1.2	Облицювання гребних валів	Сплав мідний Сталь корозійностійка	4.1 За погодженням із Регістром
1.3	Напівмуфти з'єднувальні	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
1.4	Болти з'єднувальні	Сталь кована	3.7
1.5	Труби дейдвудні	Сталь катана Сталь лита Сталь кована Чавун	3.2 3.8 3.7 3.9
1.6	Втулки підшипникові дейдвудні і кронштейнів	Сталь лита Сплав мідний Сталь кована Чавун	3.8 4.2 3.7 3.9, 3.10
1.7	Набір і заливка дейдвудних підшипників	Матеріали неметалеві Сплави металеві	За погодженням із Регістром 3.7
1.8	Корпуси упорних підшипників	Сталь катана Сталь лита Чавун	3.2 3.8 3.9
2	Рушії		
2.1	Гвинти суцільнолиті	Сталь лита Сплав мідний	3.12 4.2
2.2	Гвинти збірні		
2.2.1	Лопаті	Сталь лита Сплав мідний	3.12 4.2
2.2.2	Маточини	Сталь лита Сплав мідний	3.12 4.2
2.2.3	Болти (шпильки) кріплення лопатей, обтічників і ущільнень	Сплав мідний Сталь кована	4.1 3.7
2.3	Обтічники	Сталь лита Сплав мідний	3.12 4.1, 4.2
2.4	Повзуни ГРК суден льодового класу Ice4 - Ice6 та криголамів	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
2.5	Корпуси головних ЗАКС суден льодового класу Ice4 - Ice6 та криголамів	Сталь кована Сталь лита Сталь катана	3.7 3.8 3.2

Примітки: 1. Вибір матеріалу проводиться відповідно до 2.4.

2. Гребні, упорні і проміжні вали, лопаті гвинтів при виготовленні повинні піддаватися неруйнівному контролю. Методи, обсяг і норми цього контролю підлягають погодженню з Регістром.

3. Номенклатура і матеріал деталей ГРК: шайб пальцевих, повзунів (за виключенням зазначених у з/п 2.4), штанг, гідроциліндрів, тощо, а також деталей ЗАКС (за виключенням зазначених у з/п 2.5) повинні бути погоджені з Регістром.

2. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

2.1 ПОТУЖНІСТЬ ГОЛОВНИХ МЕХАНІЗМІВ

2.1.1 Вимоги щодо мінімальної необхідної потужності $P_{\min}$, кВт, на гребних валах криголамів і суден льодового класів наведені в **2.1.1.1** ÷ **2.1.1.4** відповідно їхнього класу.

2.1.1.1 Мінімальна необхідна потужність на гребних валах криголамів повинна відповідати їхній категорії відповідно до **2.2.3** частини I «Класифікація».

2.1.1.2 Мінімальна необхідна потужність $P_{\min}$, кВт, на гребних валах суден льодових класів **Ice2** і **Ice3** повинна бути не менше більшого із значень, визначених згідно з **2.1.1.3** і **2.1.1.4**.

Мінімальна необхідна потужність $P_{\min}$, кВт, на гребних валах суден льодових класів **Ice4** повинна бути не менше меншого із значень, визначених згідно з **2.1.1.3** і **2.1.1.4**.

Мінімальна необхідна потужність $P_{\min}$, кВт, на гребних валах суден льодових класів **Ice5** ÷ **Ice6** повинна визначатися згідно з **2.1.1.3**.

2.1.1.3 Мінімальна потужність $P_{\min}$, кВт, повинна визначатися за формулою

$$P_{\min} = f_1 f_2 f_3 (f_4 \Delta + P_0), \quad (2.1.1.3)$$

де:

$f_1 = 1,0$ – для гвинтів фіксованого кроку (ГФК);

$f_1 = 0,9$ – для пропульсивних установок з ГРК чи електроприводом;

$f_2 = \varphi / 200 + 0,675$, але не більше ніж 1,1;

φ – кут нахилу форштевня (див. табл. 3.10.1.2 частини II «Корпус»);

$f_2 = 1,1$ – для бульбової форми носової кінцевої частини судна; добуток $f_1 \cdot f_2$ у всіх випадках повинний братися не менше ніж 0,85;

$f_3 = 1,2B/\Delta^{1/3}$, але не менше ніж 1,0;

B – ширина судна, м;

Δ – водотоннажність судна до літньої вантажної ватерлінії (див. **1.2.1** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення»), т.

При обчисленні для суден льодових класів **Ice2** та **Ice3** величина Δ може братися не більше ніж 80000 т;

f_4 і P_0 – беруться за табл. 2.1.1.3.

Незалежно від результатів визначення потужності за формулою (2.1.1.3), мінімальна потужність, кВт, повинна бути не менше:

3500 – для суден льодового класу **Ice6**;

2600 – для суден льодового класу **Ice5**;

1000 – для суден льодового класу **Ice4**;

740 – для суден льодових класів **Ice3** і **Ice2**.

Таблиця 2.1.1.3 Значення f_4 і P_0

Водотоннажність Δ , т	Величина	Судна льодових класів				
		Ice2	Ice3	Ice4	Ice5	Ice6
< 30000	f_4	0,18	0,22	0,26	0,3	0,36
	P_0 , кВт	0	370	740	2200	3100
≥ 30000	f_4	0,11	0,13	0,15	0,20	0,22
	P_0 , кВт	2100	3070	4040	5200	7300

2.1.1.4 Мінімальна потужність $P_{\min}$, кВт, повинна визначатися як найбільше значення, розраховане для верхньої літньої ватерлінії (ВЛВЛ) і нижньої льодової ватерлінії (НЛВЛ) за формулою

$$P_{\min} = K_e \frac{(R_{CH}/1000)^{3/2}}{D_f}, \quad (2.1.1.4-1)$$

де:

K_e – коефіцієнт, який приймається за табл. 2.1.1.4;

R_{CH} – параметр, який визначається за формулою

$$R_{CH} = 845 C_\mu (H_f + H_M)^2 \cdot (B + C_\psi \cdot H_F) + 42 L_{par} H_F^3 + 825 \left(\frac{L \cdot T}{B^2} \right)^3 \cdot \frac{A_{wl}}{L},$$

де:

$C_\mu = 0,15 \cos \varphi_2 + (\sin \psi / \sin \alpha)$, але не менше 0,45;

$H_F = 0,26 + (H_M \cdot B) 0,5$;

$H_M = 1,0$ для суден льодового класу **Ice4**;

$H_M = 0,8$ для суден льодового класу **Ice3**;

$H_M = 0,6$ для суден льодового класу **Ice2**;

B – найбільша ширина судна, м (див. рис.2.1.1.4);

$C_\psi = 0,047 \psi - 2,115$;

$C_\psi = 0,0$ якщо $\psi < 45^\circ$;

L_{PAR} – довжина циліндричної частини корпусу судна, м;

L – довжина судна між перпендикулярами, м;

T – осадка при ВЛВЛ чи НЛВЛ, м;

A_{wf} – площа ватерлінії носового загострення, м²;

α – кут нахилу ватерлінії, вимірюваний в площині батокса, віддаленого від діаметральної площини судна на відстані $B/4$, град.;

φ_1 – кут нахилу форштевня, вимірюваний в діаметральній площині судна, град.;

$\varphi_1 = 90^\circ$ – для бульбо-подібної форми носового закінчення корпусу судна;

φ_2 – кут нахилу носу в точці форштевня, вимірюваний в площині батокса, віддаленого від діаметральної площини судна на відстані $B/4$, град.;

χ – площа батокса, віддаленого від діаметральної площини судна на відстань $B/4$;

$\psi = \arctan (\tan \varphi_2 / \sin \alpha)$;

D_p – діаметр гребного гвинта, м;

L_{BOW} – довжина носового загострення корпусу судна, м.

Величина $(L \cdot T / B^2)^3$ повинна знаходитися в діапазоні $5 < (L \cdot T / B^2)^3 < 20$.

Формула (2.1.1.4-1) може бути застосована при виконанні умов, зазначених в табл. 2.1.1.4-2.

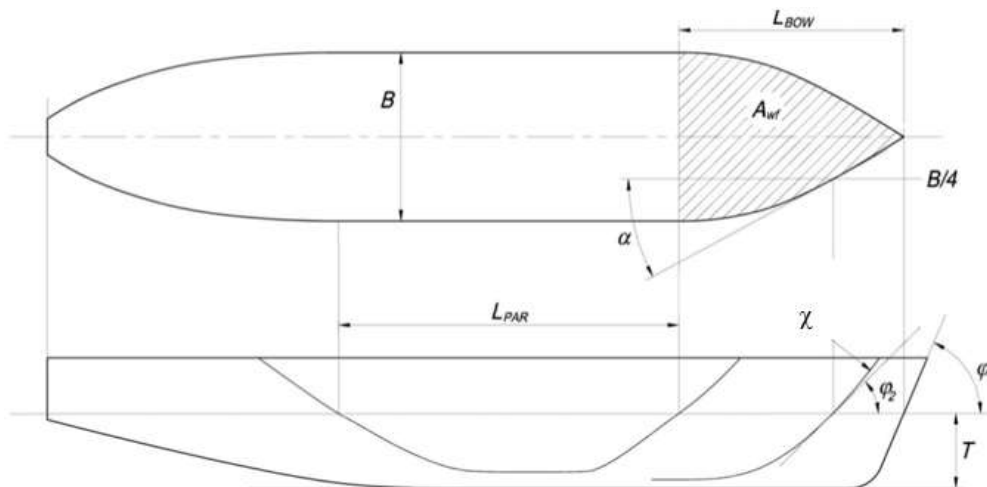


Рис. 2.1.1.4 Геометричні характеристики судна при визначенні потужності на гребних валах суден льодових класів

Таблиця 2.1.1.4-1 Значення коефіцієнта K_e

Кількість гребних гвинтів	Пропульсивна установка з ГРК або з електроприводом	Пропульсивна установка з ГФК
1	2,03	2,26
2	1,44	1,60
3	1,18	1,31

Таблиця 2.1.1.4-2 Умови застосування формули 2.1.1.4-1

Параметр	α , град.	φ_1 , град.	φ_2 , град.	L , м	B , м	T , м	L_{BOW}/L	L_{PAR}/L	D_p/T	$A_{wp}/(L \cdot B)$
Мінімальне значення	15	25	10	65,0	11,0	4,0	0,15	0,25	0,45	0,09
Максимальне значення	55	90	90	250,0	40,0	15,0	0,40	0,75	0,75	0,27

2.1.1.5 Мінімальні значення потужності можуть бути знижені за умови подання на розгляд Регістру технічного обґрунтування в кожному конкретному випадку.

2.1.2 На криголамах і суднах льодового класу **Ice6** використання турбін та ДВЗ із механічною передачею потужності на гребний гвинт може бути дозволене за умови використання пристроїв, які захищають турбіни, редуктори головних турбозубчастих агрегатів (ГТЗА), дизель-редукторні агрегати від навантажень, що перевершують розрахунковий крутний момент. Цей момент визначається з урахуванням використання названих суден в льодових умовах відповідно з вимогами **4.2.3.2** частини IX «Механізми».

2.1.3 Пропульсивна установка судна повинна забезпечувати можливість роботи на задній хід для необхідної маневреності судна за всіх нормальних умов експлуатації.

2.1.4 Пропульсивна установка повинна забезпечувати при сталому вільному задньому ході судна не менше 70% розрахункової частоти обертання механізмів переднього ходу протягом не менше ніж 30хв.

Під розрахунковою частотою обертання механізмів переднього ходу розуміється частота обертання, що відповідає максимальній тривалій потужності головних механізмів.

Потужність заднього ходу повинна бути достатньою для гальмування судна, що йде повним переднім ходом у межах допустимої відстані; це повинно бути підтверджено під час випробувань.

2.1.5 У пропульсивних установках з реверсивними передачами або ГРК, а також у гребних електричних установках робота на задній хід не повинна приводити до перевантаження головних механізмів вище допустимих значень.

2.1.6 Повинні бути передбачені засоби, що забезпечують уведення у дію механізмів при неробочому стані судна без допомоги ззовні (див. **16.2.3** частини VIII «Системи і трубопроводи»).

На суднах, двигуни внутрішнього згоряння яких пускаються стиснутим повітрям, склад обладнання для пуску повинний забезпечувати одержання повітря в кількості, достатній для первісного пуску без допомоги ззовні.

Якщо на судні не передбачений аварійний генератор, чи він не відповідає вимогам **2.9.4** частини IX «Механізми», обладнання для уведення в дію головних та допоміжних механізмів повинне бути таким, щоб первісний запас пускового повітря, електроенергії чи будь-якого іншого роду енергії для приводу міг бути одержаний на борту судна без допомоги ззовні.

Якщо для цього необхідно використовувати аварійний повітряний компресор або електрогенератор, то вони повинні одержувати енергію від ДВЗ з ручним пуском чи від ручного компресора.

Аварійний генератор та інші необхідні засоби уведення у дію головних механізмів повинні мати потужність, яка є достатньою для відновлення можливості пуску головних механізмів протягом 30 хв. після настання неробочого стану або знеструмлення (див. **1.2**).

Технічні засоби, які призначені для пуску аварійного дизель-генератора, не повинні використовуватися безпосередньо для пуску головних механізмів, основних джерел електроенергії та/або інших допоміжних механізмів відповідального призначення (за винятком аварійного дизель-генератора).

Для суден із паросиловою установкою за 30-хвилинний період поновлення енергії вважається час від моменту настання неробочого стану або знеструмлення до моменту включення першого котла.

2.1.7 Пропульсивна установка з одним головним двигуном внутрішнього згоряння у разі виходу із ладу одного або усіх турбоагнітативів (див. **2.5.1** частини IX «Механізми») повинна забезпечувати швидкість судна, при якій зберігається керуваність судном.

При цьому, головний двигун повинний забезпечити не менше ніж 10% номінальної потужності.

2.1.8 Потужність головних механізмів суден змішаного (море - ріка) плавання повинна забезпечувати швидкість судна із вантажем на тихій воді не менше ніж 10 вуз.

2.1.9 Форсовані, високообертові двигуни (понад 750 об/хв.), підвищена шумність яких буде створювати труднощі в безпосередньому (з місцевих постів) керуванні і контролі за роботою, можуть бути схвалені Регістром для використання їх як головних двигунів на морських судах за умови, якщо будуть забезпечені дистанційний контроль і керування, які виключають необхідність постійної присутності обслуговуючого персоналу в машинному відділенні. Застосовувані при цьому засоби дистанційного контролю і керування повинні відповідати вимогам частини XV «Автоматизація».

2.1.10 Для суден катамаранного типу вихід з ладу механічної установки одного з корпусів не може бути причиною виходу з ладу механічної установки іншого корпусу.

2.1.11 Тривала робота пропульсивної установки на всіх специфікаційних режимах ходу судна при його експлуатації в умовах, відповідних присвоєному класу, не повинна приводити до перевантаження головного двигуна.

Повинний бути передбачений технічно обґрунтований запас потужності.

2.1.12 Пропульсивні установки і допоміжні механізми пасажирських суден, які мають довжину, визначену згідно з **1.2.1** Правил про вантажну марку морських суден, 120 м і більше або мають три чи більше головні вертикальні зони, повинні відповідати вимогам **2.2.6.7.1** і **2.2.6.8** частини VI «Протипожежний захист».

2.1.13 Для пасажирських суден повинні бути передбачені засоби, що забезпечують підтримання або поновлення нормальної роботи головних двигунів у випадку, коли один із допоміжних механізмів відповідального призначення вийшов із ладу.

2.1.14 На судах, механічна установка яких складається з одного головного двигуна, повинна бути виключена можливість автоматичної зупинки цього двигуна, крім випадку, коли необхідно за-побігти, щоб частота обертання двигуна перевищила розрахункову частоту обертання більше ніж на 20% (див. **3.2.1.7** цієї частини Правил **2.11.2** частини IX «Механізми» і **2.4.2.1.3** частини XV «Автоматизація»).

2.1.15 На чергових судах повинно передбачатися не менше двох пропульсивних установок.

Пропульсивні установки повинні забезпечувати можливість роботи на передній і задній хід.

2.1.16 Для судна з газовими двигунами, установленими в приміщеннях механізмів, обладнаних пристроями аварійного відключення, повинна бути визначена мінімальна потужність головних і допоміжних двигунів, що забезпечує виконання вимог **9.12.2.5** частини IX «Механізми» з урахуванням особливостей конструкції і призначення судна.

2.1.17 Для судна з одним газовим двигуном повинні виконуватися вимоги **9.12.2.7 – 9.12.2.8** частини IX «Механізми». Повинна бути визначена мінімальна потужність, що забезпечує виконання цієї вимоги з урахуванням особливостей конструкції і призначення судна.

2.2 КІЛЬКІСТЬ ГОЛОВНИХ КОТЛІВ

2.2.1 На судах необмеженого району плавання кількість головних котлів, як правило, повинна бути не менше двох.

Можливість застосування паросилової установки із одним головним котлом може бути допущене за умови надання на розгляд Регістру технічного обґрунтування.

2.3 УМОВИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

2.3.1 Установлені на судні механізми, обладнання і системи повинні зберігати працездатність в умовах навколишнього середовища, зазначених у табл. 2.3.1-1 і 2.3.1-2, якщо в інших частинах Правил не зазначене інше. Температура забортної води береться рівною + 32°C.

Для суден, призначених для плавання в географічно обмежених районах, можуть установлюватися інші значення температури заборотної води при наявності технічного обґрунтування.

Таблиця 2.3.1-1 Крен, хитація і диферент^{1,2}, град

Механізми та обладнання	Тривалий крен при статичних умовах на правий або лівий борт	Крен при динамічних умовах на правий або лівий борт (бортова хитація)	Тривалий диферент на ніс або на корму	Динамічний диферент на ніс або на корму (кільова хитація)
Головні і допоміжні механізми	15,0	22,5	5,0 ⁴	7,5
Механізми та обладнання аварійного призначення (аварійні джерела енергії, аварійні пожежні насоси та їхні пристрої)	22,5 ³	22,5 ³	10,0	10,0

¹Тривалий крен і диферент повинні враховуватися одночасно. Бортова і кільова хитація також повинна враховуватися одночасно.

² За погодженням із Регістром величини нахилень можуть бути змінені залежно від типу і розмірів судна, а також умов його експлуатації.

³ На газозовах і хімовозах аварійні джерела енергії повинні зберігати працездатність при крені судна до 30°.

⁴ При довжині судна, що перевищує 100м, тривалий диферент на ніс чи на корму може бути прийнятий таким, що дорівнює $(500/L)^0$, де L — довжина судна, м, визначена відповідно до 1.1.3 частини II «Корпус».

Таблиця 2.3.1-2 Температура повітря

Місце розташування	Границі температури
Закриті приміщення	Від 0 до + 45°C
Місця на механізмах і котлах, що зазнають впливу температур вище 45°C і нижче 0°C	Відповідно до місцевих умов
Відкриті палуби	Від – 25 до + 45°C

Примітка. Для суден, призначених для плавання в географічно обмежених районах, можуть встановлюватися інші значення температури при наявності технічного обґрунтування.

2.4 МАТЕРІАЛИ І ЗВАРЮВАННЯ

2.4.1 Матеріали, призначені для виготовлення деталей валопроводів і рушіїв, повинні задовольняти вимоги відповідних підрозділів частини XIII «Матеріали», зазначених у стовпці 4 табл. 1.3.2.3.

Матеріали деталей, зазначених у з/п. 1.2÷1.8, 2.2.3 і 2.3÷2.5 табл. 1.3.2.3, можуть бути обрані за стандартами. У цьому випадку застосування матеріалів підлягає погодженню із Регістром при розгляді технічної документації.

2.4.2 Проміжні, упорні і гребні вали повинні виготовлятися, як правило, зі сталі з тимчасовим опором R_m від 400 до 800 МПа.

2.4.3 Механічні властивості та хімічний склад матеріалів, що використані для гребних гвинтів, повинні відповідати вимогам 3.12 та 4.2 частини XIII «Матеріали». При цьому сталь мартенситного класу допускається для виготовлення гребних гвинтів усіх суден, сталь аустенітного класу — для виготовлення гребних гвинтів суден без льодових класів.

Можливість застосування вуглецевої сталі для виготовлення гребних гвинтів повинна бути погоджена Регістром із урахуванням вимог 3.8 частини XIII «Матеріали».

Мідні сплави категорій CU3 і CU4 допускаються для гребних гвинтів усіх суден, крім криголамів; мідні сплави категорій CU1 і CU2 — тільки для гребних гвинтів суден без льодових класів.

2.4.4 При застосуванні для валопроводів і рушіїв лекованої сталі, у тому числі корозійностійкої або високоміцної, Регістру повинні бути надані дані щодо хімічного складу, механічних і спеціальних властивостей, що підтверджують можливість її застосування за призначенням.

2.4.5 Проміжні, упорні і гребні вали, а також з'єднувальні болти (шпильки) можуть бути виготовлені з катаної сталі відповідно до 3.7.1 частини XIII «Матеріали».

2.4.6 Деталі кріплення та фіксації лопатей, обтічників, дейдвудних труб, втулок дейдвудних підшипників і ущільнень повинні виготовлятися з корозійностійких матеріалів.

2.4.7 Зварювання і неруйнівний контроль зварних з'єднань повинні виконуватися відповідно до вимог частини XIV «Зварювання».

2.4.8 На усіх суднах забороняється використання матеріалів, які містять азбест, у механічних установках, механізмах і обладнанні, на які поширюються вимоги частин VI «Протипожежний захист», VII «Механічні установки», VIII «Системи і трубопроводи», IX «Механізми», X «Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском», XII «Холодильні установки».

2.5 КОНТРОЛЬНО – ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

2.5.1 Контрольно-вимірювальні прилади, за винятком рідинних термометрів, повинні бути перевірені компетентними органами.

Манометри, які встановлені на котлах, теплообмінних апаратах, посудинах під тиском і холодильних установках, повинні задовольняти вимоги відповідно **3.3.5** і **6.3.8** частини X «Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском» і **7.1** частини XII «Холодильні установки».

2.5.2 Точність виміру тахометрів повинна бути не нижче $\pm 2,5\%$.

За наявності заборонених зон частот обертання – точність виміру повинна бути не нижче за $\pm 2,0\%$, а заборонені зони частот обертання повинні бути позначені добре видимою фарбою на шкалах тахометрів або іншим способом.

2.6 ЗАСТОСУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЧНИХ УСТАНОВОК

2.6.1 Показники надійності встановлюються і нормуються при проектуванні і/чи замовленні елементів механічної установки погодженням відповідної технічної документації між замовником (судновласником) і проєктантом чи постачальником.

Конкретний склад нормованих показників надійності повинний установлюватися для кожного виду виробів із урахуванням особливостей його використання, наслідків відмов, прийнятої системи технічного обслуговування і ремонту.

2.7 ВИМОГИ ЩОДО РЕЗЕРВУВАННЯ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ

2.7.1 Загальні положення.

2.7.1.1 Виконання вимог цього підрозділу обов'язкове для суден, до основного символу класу яких відповідно з **2.2.26** частини I «Класифікація» додається один із наступних знаків:

RP-1, RP-1A, RP-1AS, RP-2 або RP-2S.

2.7.2 Знаки резервування елементів пропульсивної установки в символі класу судна.

2.7.2.1 Якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування її елементів, то до основного символу класу додається один із наступних знаків:

.1 RP - 1 — якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування всіх її елементів, за винятком головного двигуна, редуктора, валопроводу і рушія; при цьому одинична відмова будь-якого із елементів систем і обладнання, обслуговуючого названі елементи, не повинна приводити до втрати ходу, електроживлення і керованості судна;

.2 RP - 1A — якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування всіх її елементів, за винятком редуктора, валопроводу і рушія; при цьому одинична відмова будь-якого із елементів пропульсивної установки, її допоміжних механізмів і систем, а також систем контролю і керування не повинна приводити до втрати ходу і керованості судна;

.3 RP - 1AS — якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування всіх її елементів, як це потрібно для символу **RP - 1A**, і при цьому головні двигуни або двигуни альтернативної пропульсивної установки розташовуються в автономних машинних приміщеннях таким чином, що втрата одного із відсіків внаслідок пожежі або затоплення не приводить до втрати ходу, електроживлення і керованості судна;

.4 RP - 2 — якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування всіх її елементів і складається із декількох головних пропульсивних установок; при цьому одинична відмова будь-якого елемента пропульсивної установки і рульового устрою не повинна приводити до втрати ходу, електроживлення і керованості судна;

.5 RP - 2S — якщо пропульсивна установка судна передбачає резервування всіх її елементів, як це потрібно для символу **RP - 2**, і розташовуються в автономних машинних приміщеннях таким чином,

що втрата одного із відсіків внаслідок пожежі або затоплення не приводить до втрати ходу, електроживлення і керованості судна.

2.7.2.2 Додаткові знаки **RP-1, RP-1A, RP-1AS, RP-2** або **RP-2S** можуть бути присвоєнні суднам в побудові і суднам в експлуатації.

2.7.3 Технічна документація.

2.7.3.1 Для присвоєння судну додаткових знаків **RP-1, RP-1A, RP-1AS, RP-2** або **RP-2S** в символі класу Регістру повинна бути представлена, додатково до вимог розд. 4 частини I «Класифікація», на схвалення наступна технічна документація (що застосовно):

.1 розрахунки, які показують, що у випадку одиначної відмови судно зберігає хід і керованість відповідно з вимогами **2.7.5.3** (для суден з додатковими знаками **RP-1A, RP-1AS, RP-2** або **RP-2S**).

Як альтернатива допускається подання результатів модельних або натурних випробувань;

.2 якісний аналіз відмов пропульсивної установки і рульового пристрою (відповідно з розд. 13) або аналіз видів і наслідків відмов (Failure Mode and Effect Analysis, FMEA) елементів пропульсивної установки на основі побудови дерева відмов або еквівалентного методу оцінки ризиків, погодженого з Регістром;

.3 розрахунок крутильних коливань, в якому повинна бути окремо розглянута можливість тривалої роботи альтернативної пропульсивної установки;

2.7.3.2 Програма швартовних і ходових випробувань судна повинна містити перевірку відповідності судна вимогам цього підрозділу.

2.7.4 Вимоги до суден з додатковим знаком RP-1 в символі класу.

2.7.4.1 Резервуванню підлягають всі елементи, які входять в наступні допоміжні механізми і системи головної пропульсивної установки:

.1 паливну систему, включаючи відстійні цистерни/танки, але крім системи приймання, перекачування і сепарації палива;

.2 систему мастила пропульсивних механізмів, редукторів, підшипників валопроводу, дейдвуду тощо, крім системи приймання, перекачування і сепарації масла;

.3 системи гідравліки, що забезпечують роботу муфт пропульсивного комплексу, гвинтів регульованого кроку, реверсивних дефлекторів водометних рушіїв тощо;

.4 системи охолодження забортною і прісною водою, обслуговуючі головну пропульсивну установку;

.5 системи підігріву палива у витратних цистернах, обслуговуючих головну пропульсивну установку;

.6 пускові системи (повітряні, електричні, гідравлічні), обслуговуючі пропульсивну установку;

.7 джерела електроенергії;

.8 вентиляційні установки, якщо необхідно, наприклад, які подають повітря для охолодження первинних двигунів;

.9 системи контролю, сигналізації і керування.

2.7.4.2 Одиначна відмова допоміжних механізмів і елементів систем, зазначених в **2.7.4.1**, включаючи пошкодження стаціонарних трубопроводів, не повинна приводити до зупинки судна і втрати його керованості. Для виконання цієї вимоги в системах повинні бути передбачені необхідні перемики і резервування обладнання (насосів, підігрівників тощо).

В результаті одиначної відмови допускається зменшення потужності головного двигуна, але не більше ніж на 50%.

2.7.4.3 Ділянки систем і трубопроводів, в яких відбулася відмова, повинні мати можливість відключення від справних ділянок.

2.7.4.4 Судно повинне бути обладнане головним і допоміжним рульовими приводами відповідно з **2.9** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

Керування головним і допоміжним рульовими приводами повинне бути незалежним і передбачатися з ходового містка та із румпельного відділення.

2.7.5 Вимоги до суден з додатковим знаком RP-1A в символі класу.

2.7.5.1 На доповнення до вимог **2.7.4** судна з додатковим знаком **RP-1A** повинні задовольняти вимогам **2.7.5**.

2.7.5.2 Головна пропульсивна установка повинна складатися з двох або більше пропульсивних механізмів, при цьому допускається наявність одного редуктора, одного гребного електродвигуна, однієї лінії валопроводу і одного рушія.

Один із пропульсивних механізмів може бути альтернативною пропульсивною установкою. При цьому для автономних систем, обслуговуючих механізми, які резервуються, нема необхідності виконувати вимоги **2.7.4.2** щодо резервування кожного елементу системи.

2.7.5.3 У випадку одиничної відмови головної пропульсивної установки, пропульсивний механізм, що залишився в дії або альтернативна пропульсивна установка повинні забезпечувати за будь-якого стану завантаження судна:

.1 рух судна із швидкістю 6 вуз. або 50% специфікаційної швидкості згідно з **1.1.3** частини II «Корпус», походячи із того, що менше, при стані моря 5 балів по шкалі Бофорта;

.2 керованість судна, достатню для заняття положення найбільше безпечного з точки зору остійності і збереження цього положення при стані моря 8 балів по шкалі Бофорта;

.3 виконання вимог **2.7.5.3.1** і **2.7.5.3.2** протягом як мінімум 72 годин; для суден, максимальна тривалість рейсу яких становить менше 72 годин, зазначений час може бути обмежений максимальною тривалістю рейсу.

2.7.5.4 Альтернативна пропульсивна установка повинна вводиться в дію не пізніше ніж через 5хв. після відмови головної пропульсивної установки.

2.7.5.5 Одинична відмова, яка веде до втрати одного або більше генераторів, може бути до-пущена за умови, що виконаний аналіз видів і наслідків відмов (FMEA) показує, що після відмови судно має достатню електричну потужність для продовження руху і збереження керованості згідно вимог **2.7.5.3** без уведення в дію резервного генератора.

Після відмови електрична потужність повинна бути достатньою для забезпечення пуску найбільше потужного споживача без порушення балансу електричного навантаження. При цьому резервні електричні насоси можуть не прийматися до уваги в балансі електричного навантаження при роботі альтернативної пропульсивної установки.

2.7.5.6 Головний розподільний щит повинний складатися із двох секцій. При відмові однієї із секцій, секція, що залишилася, повинна мати можливість забезпечувати живлення наступних споживачів:

.1 приводних двигунів альтернативної пропульсивної установки і рульових пристроїв, включаючи навішене на них обладнання;

.2 обладнання для передавання рушійного упору/тяги;

.3 пропульсивного електродвигуна, якщо є;

.4 рушія;

.5 допоміжних механізмів і систем пропульсивної установки;

.6 систем контролю, сигналізації і керування.

2.7.5.7 Системи контролю, сигналізації і керування альтернативної пропульсивної установки повинні бути незалежними від систем головної пропульсивної установки.

2.7.6 Вимоги до суден з додатковим знаком RP-1AS в символі класу.

2.7.6.1 На доповнення до вимог **2.7.5** судна з додатковим знаком **RP-1AS** повинні задовольняти вимогам **2.7.6**.

2.7.6.2 Головна пропульсивна установка повинна бути обладнана, як мінімум, двома головними двигунами, розміщеними не менше ніж у двох автономних машинних приміщеннях згідно вимог **2.7.6.3** і **2.7.6.4**.

Нерезервовані елементи головної пропульсивної установки (редуктор, рушій, лінія валопроводу, гребний електродвигун), спільні для декількох головних двигунів, повинні розташовуватися в окремому приміщенні, відділеному від машинних приміщень з головними двигунами водонепроникною перегородкою згідно з **2.7.1.2.1** частини II «Корпус», що має вогнестійкість класу А-0.

2.7.6.3 Перегородка між машинними приміщеннями, зазначеними в **2.7.6.2**, повинна бути водонепроникною згідно з **2.7.1.2.1** частини II «Корпус» і мати вогнестійкість класу А-60.

Якщо машинні приміщення відділені одне від одного коффердамами, цистернами або іншими відсіками, тип вогнестійкості перегородок повинний бути не нижче класу А-0, але не менше ніж потрібно для суміжних приміщень і відсіків згідно з розд. 2 частини VI «Протипожежний захист».

2.7.6.4 Якщо в перегородках, зазначеними в **2.7.6.3** і **2.7.6.4**, передбачаються закриття, вони повинні задовольняти вимогам **7.12** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

Ці закриття не можуть розглядатися як аварійні виходи із машинних приміщень.

2.7.7 Вимоги до суден з додатковим знаком RP-2 в символі класу.

2.7.7.1 На доповнення до вимог **2.7.4** і застосовних вимог **2.7.5** судно повинне задовольняти вимогам **2.7.7**.

2.7.7.2 Судно повинне бути обладнане, як мінімум, двома незалежними головними пропульсивними установками.

У випадку одиничної відмови однієї із пропульсивних установок повинно зберігатися не менше 50% потужності пропульсивної установки, що забезпечує при будь-якому стані завантаження судна хід і керуваність судна.

2.7.7.3 У випадку одиничної відмови однієї із пропульсивних установок повинні виконуватися наступні вимоги:

.1 відмова не повинна впливати на пропульсивну установку, що залишилася в робочому стані, якщо вона перебувала в дії в момент відмови (зокрема, не повинно відбуватися істотної зміни потужності приводного двигуна і частоти його обертання);

.2 пропульсивна установка, що залишилася в робочому стані, якщо вона не перебувала в дії в момент відмови, повинна підтримуватися в гарячому резерві, щоб бути готовою до введення в дію на протязі 45 с після відмови;

.3 повинні бути передбачені заходи безпеки для установки, що вийшла із ладу, зокрема, блокування валопроводу.

2.7.7.4 Судно повинне бути обладнане, як мінімум, двома незалежними рульовими пристроями згідно з **2.9** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення». При цьому при будь-якій одиничній відмові одного із рульових пристроїв працездатність рульового пристрою, що залишився, повинна зберігатися, в тому числі і при відмові системи синхронізації.

Керуваність судна повинна зберігатися при зовнішніх впливах, зазначених в **2.7.5.3**, навіть в тому випадку, якщо одно із стерен заблокувалося при максимальному куті перекладки, при цьому повинна забезпечуватися можливість перекладки стерна, що відмовило, в положення, паралельне діаметральній площині судна, а також його фіксація в цьому положенні.

2.7.7.5 Якщо, як рушії і засоби керування судном, передбачені тільки поворотні гвинтостернові колонки, повинні бути передбачені, як мінімум, дві пропульсивні установки з незалежним керуванням.

Керуваність судна повинна зберігатися при зовнішніх впливах, зазначених в **2.7.5.3**, навіть в тому випадку, якщо одна із колонок заблокувалася або від'єдналася, при цьому повинна забезпечуватися можливість перекладки колонки, що відмовила, в положення, паралельне діаметральній площині судна, а також її фіксація в цьому положенні.

2.7.8 Вимоги до суден з додатковим знаком RP-2S в символі класу.

2.7.8.1 На доповнення до вимог **2.7.4**, застосовним вимогам **2.7.5** і вимогам **2.7.7**, судно повинне задовольняти вимогам **2.7.8**.

2.7.8.2 Судно повинне бути обладнане, як мінімум, двома незалежними пропульсивними установками (що включають редуктор, рушій і лінію валопроводу) згідно вимог **2.7.7.2** і **2.7.7.3**, розміщеними, як мінімум, в двох автономних машинних приміщеннях.

2.7.8.3 Поздовжня перегородка між машинними приміщеннями, зазначеними в **2.7.8.2**, повинна бути водонепроникною згідно з **2.7.1.2.1** частини II «Корпус» і мати вогнестійкість класу А-60.

Якщо машинні приміщення відділені одне від одного коффердамами, цистернами або іншими відсіками, тип вогнестійкості перегородок повинний бути не нижче класу А-0, але не менше ніж потрібно для суміжних приміщень і відсіків згідно розд. 2 частини VI «Протипожежний захист».

2.7.8.4 Якщо в поздовжній перегородці, зазначеній в **2.7.8.4.2**, передбачаються закриття, вони повинні задовольняти вимогам **7.12** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

Ці закриття не можуть розглядатися як аварійні виходи із машинних приміщень.

2.7.8.5 Судно повинне бути обладнане, як мінімум, двома незалежними рульовими пристроями згідно вимог **2.7.7.4**, розміщеними, як мінімум, в двох автономних румпельних відділеннях.

2.7.8.6 Поздовжня перегородка між румпельними відділеннями повинна бути водонепроникною згідно з **2.7.1.2.1** частини II «Корпус» і мати вогнестійкість не нижче класу А-0.

2.7.8.7 Основні джерела електричної енергії повинні розміщатися в окремих відсіках згідно з **2.7.8.3** і **2.7.8.4**, щоб у випадку пожежі або затоплення одного із відсіків зберігалася подача електричної енергії споживачам, зазначеним в **2.7.5.6**.

2.7.8.8 Головний розподільний щит повинний складатися із двох секцій згідно з **2.7.5.6**.

Кожна секція повинна розміщатися в окремому приміщенні.

Перегородка, поділяюча приміщення головного розподільного щита, повинна задовольняти вимогам **2.7.8.3** і **2.7.8.4**.

2.7.8.9 Системи автоматизації, контролю і керування пропульсивними установками і рульовими пристроями повинні розміщатися таким чином, щоб у разі втрати одного із машинних приміщень внаслідок пожежі або затоплення виходила із ладу тільки одна пропульсивна установка або один рульовий пристрій.

Пости керування повинні розміщатися таким чином, щоб у випадку пожежі або затоплення одного машинного відділення або одного румпельного відділення функції керування зберігалися.

2.8 ВИМОГИ ДО МЕХАНІЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН ПОЛЯРНИХ КЛАСІВ**2.8.1 Область застосування.**

2.8.1.1 Вимоги цього підрозділу ставляться до головних пропульсивних установок, рульових установок, аварійних і допоміжних механізмів і систем відповідального призначення, необхідних для забезпечення життєдіяльності команди і безпеки суден, призначених для експлуатації (самостійного плавання) в полярних водах (арктичні води і/або район Антарктики), покритих льодом, з врахуванням положень POLAR кодексу на основі полярних класів (див. **2.2.3** частини I «Класифікація»)⁶.

2.8.2 Загальні положення.

2.8.2.1 Дані і креслення, що представляються:

.1 детальний опис умов навколишнього середовища і необхідний полярний клас для механізмів, якщо він відрізняється від полярного класу судна;

.2 детальні креслення головної пропульсивної установки.

⁶ POLAR кодекс: Міжнародний кодекс для суден, що плавають в полярних водах, 2014 р, прийнятий резолюціями ІМО MSC.385(94) і MEPC.264(68), з врахуванням положень поправок до міжнародної конвенції СОЛАС-74 з поправками, прийнятих резолюцією MSC.386(94).

Описи головної пропульсивної установки, аварійних і допоміжних систем відповідального призначення повинні включати експлуатаційні обмеження.

Інформацію про функції керування навантаженням головної пропульсивної установки;

.3 докладний опис розміщення і захисту основних, аварійних і допоміжних систем для запобігання проблем, пов'язаних із замерзанням, льодом і снігом і доказу їхньої здатності функціонувати в умовах навколишнього середовища, для яких вони призначені;

.4 розрахунки і документація, що засвідчують відповідність вимогам цього підрозділу.

2.8.2.2 Проектування систем.

.1 Механізми головних пропульсивних установок, аварійних і допоміжних установок і систем відповідального призначення з погляду пожежної безпеки повинні проектуватися, виготовлятися і експлуатуватися відповідно з вимогами для машинних приміщень без постійної вахти.

Будь-яка система автоматики (наприклад, керування, аварійної сигналізації, систем безпеки і індикації), що забезпечує роботу відповідально важливих систем, повинна експлуатуватися відповідно з цими ж вимогами.

.2 Системи, піддані небезпеці ушкодження внаслідок замерзання, повинні передбачати осушення.

.3 Одногвинтові судна полярних класів від **PC1** до **PC5** включно повинні бути обладнані засобами, здатними забезпечити достатню працездатність судна у випадку поломки гвинта, включаючи механізм зміни кроку гвинта.

2.8.3 Матеріали.

2.8.3.1 Матеріали, піддані впливу морської води.

Матеріали, піддані впливу морської води, такі як лопаті гвинта, маточина гвинта, болти кріплення лопатей, повинні мати подовження не менше 15% випробовуваного зразка, довжина якого становить 5 діаметрів.

Випробування на ударний вигин по методу Шарпі (визначення роботи удару *KV* для гостронадрізаного зразка) повинні проводитися для матеріалів, за винятком бронзи і аустенітних сталей. Випробовувані зразки, узяті з виливків лопатей, повинні добиратися в найбільшому перерізі лопаті.

Середнє значення роботи удару *KV* по методу Шарпі при температурі -10°C , узятє по трьох випробуваннях, повинне бути рівне 20Дж.

2.8.3.2 Матеріали, піддані впливу температури морської води.

Матеріали, піддані впливу температури морської води, повинні бути зі сталі або з інших схвалених пластичних матеріалів.

Середнє значення роботи удару *KV* по методу Шарпі при температурі -10°C , узятє по трьох випробуваннях, повинне бути рівне 20Дж.

2.8.3.3 Матеріали, піддані впливу низьких температур повітря.

Матеріали вузлів і деталей відповідального призначення, піддані впливу низьких температур повітря, повинні бути зі сталі або інших схвалених пластичних матеріалів.

Значення роботи удару *KV* по методу Шарпі повинне бути визначене для температури на 10°C нижче найнижчої розрахункової температури.

Середнє значення зазначеної величини, узятє по трьох випробуваннях, повинне бути рівне 20Дж.

2.8.4 Навантаження при взаємодії з кригою.

2.8.4.1 Взаємодія гребного гвинта з кригою.

Ці вимоги ставляться до відкритих гвинтів і гребних гвинтів у напрямній насадці, розташованих у кормі судна з лопатями регульованого (ГРК) або фіксованого кроку (ГФК).

Льодові навантаження на носові і тягнучі гвинти підлягають спеціальному розгляду Регістром.

Передбачається, що зазначені навантаження мають максимальне значення і одноразові за весь період роботи судна при нормальних умовах експлуатації.

Ці навантаження не поширюються на нерозраховані умови експлуатації, наприклад, на взаємодію зупиненого гребного гвинта з кригою.

Ці вимоги стосуються навантажень, викликаних взаємодією гребного гвинта з кригою, і поширюються на гвинтостернові колонки (ГСК) із зубчастими передачами із двигуном у гондолі. Проте льодові навантаження від удару криги по корпусу ГСК у цих вимогах не розглядаються.

Навантаження, описувані в 2.8.4, є сумарними навантаженнями (якщо не зазначене інше) при взаємодії гребного гвинта з кригою, діють незалежно (якщо не зазначене інше) і призначаються тільки для розрахунків міцності вузлів і деталей.

Кожний варіант навантаження, що приводиться в цьому розділі, повинен розглядатися окремо від інших.

Сили, що діють лопать гребного гвинта:

F_b — сила, що згинає лопать гребного гвинта в напрямку, протилежному напрямку руху судна, коли гребний гвинт фрезерує шматок криги, обертаючись у напрямку переднього ходу;

F_f — сила, що згинає лопать гребного гвинта в напрямку руху судна, коли гребний гвинт взаємодіє зі шматком криги, обертаючись у напрямку переднього ходу.

2.8.4.2 Коефіцієнти полярного класу.

В таблиці 2.8.4.2 даються розрахункова товщина льоду і коефіцієнти льодової міцності, які повинні використовуватися для оцінки льодових навантажень на гребний гвинт.

Таблиця 2.8.4.2

Полярний клас	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
H_{ice} , м	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,75	1,5
S_{ice}	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,0	1,0
S_{qice}	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,0	1,0
H_{ice} — товщина криги для розрахунку міцності механізмів; S_{ice} — індекс міцності криги для льодової сили лопаті; S_{qice} — індекс міцності криги для льодового моменту на лопаті							

2.8.4.3 Проектні льодові навантаження для відкритого гребного гвинта.

2.8.4.3.1 Максимальна сила, що діє на лопать в напрямку, протилежному напрямку руху судна, F_b , кН:

для $D < D_{limit}$:

$$F_b = -27S_{ice}[nD]^{0,7}[EAR/Z]^{0,3}[D]^2, \quad (2.8.4.3.1-1)$$

для $D \leq D_{limit}$:

$$F_b = -23S_{ice}[nD]^{0,7}[EAR/Z]^{0,3}(H_{ice})^{1,4}[D], \quad (2.8.4.3.1-2)$$

де:

D_{lim} — номінальна частота обертання (при максимальній тривалій потужності на чистій воді) для ГРК і 85% номінальної частоти обертання (при максимальній тривалій потужності на чистій воді) для ГФК (незалежно від типу двигуна привода).

F_b повинна прикладатися як рівномірно розподілений тиск по площі на засмоктуючій поверхні лопаті для наступних випадків навантаження:

.1 випадок навантаження 1: від 0,6R до кінця лопаті і від входної кромки лопаті до величини, рівної 0,2 довжини хорди;

.2 випадок навантаження 2: навантаження, рівне 50% F_b , повинне прикладатися на периферійну частину лопаті від радіуса 0,9R до кінця лопаті;

.3 випадок навантаження **5**: для реверсуємого гребного гвинта навантаження, рівне 60% F_b , повинна прикладатися на ділянку від 0,6 R до кінця лопаті і від вихідної кромки лопаті до величини, рівної 0,2 довжини хорди.

Див. випадки навантажень 1, 2 і 5 в табл. 1 Додатка.

2.8.4.3.2 Максимальна сила, що діє на лопать в напрямку руху судна, F_f , кН:

для $D < D_{limit}$:

$$F_f = 250 \left[\frac{EAR}{Z} \right] [D^2] \quad (2.8.4.3.2-1)$$

для $D \geq D_{limit}$:

$$F_f = 500 \frac{1}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice} \left[\frac{EAR}{Z} \right] [D], \quad (2.8.4.3.2-2)$$

де:

d – діаметр маточини гвинта, м;

D – діаметр гвинта, м;

EAR – дискове відношення гребного гвинта;

Z – число лопатей гвинта.

F_f повинна прикладатися як рівномірно розподілений тиск на ділянку нагнітаючої поверхні лопаті для наступних випадків навантаження:

.1 випадок навантаження **3**: від радіуса 0,6 R до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної 0,2 довжини хорди;

.2 випадок навантаження **4**: навантаження, рівне 50% F_f , повинне прикладатися на периферійну частину лопаті від радіуса 0,9 R до кінця лопаті;

.3 випадок навантаження **5**: для реверсуємого гребного гвинта навантаження, рівне 60% F_f , повинне прикладатися на ділянку від 0,6 R до кінця лопаті і від вихідної кромки лопаті до величини, рівної 0,2 довжини хорди.

Випадки навантажень 3, 4 і 5 — див. табл. 1 Додатка.

2.8.4.3.3 Максимальний момент, що скручує лопать щодо осі її повороту.

Момент, що скручує лопать щодо осі її повороту Q_{smax} , кНм, повинен розраховуватися для випадків навантаження, описаних в **2.8.4.3.1** і **2.8.4.3.2** для F_b і F_f .

Якщо момент, що скручує лопать щодо осі її повороту, менше значення наведеного нижче, то застосовується наступне мінімальне значення за замовчуванням:

$$Q_{smax} = F c_{0,7}, \quad (2.8.4.3.3)$$

де:

$c_{0,7}$ – ширина лопаті на радіусі 0,7 D гребного гвинта, м;

F – F_b або F_f , залежно від того, яке абсолютне значення більше.

2.8.4.3.4 Льодовий максимальний момент опору обертанню гребного гвинта Q_{smax} , кНм, (при-кладений до вала в площині диска гребного гвинта):

для $D < D_{limit}$:

$$Q_{max} = 105(1 - d/D) S_{qice} (P_{0,7}/D)^{0,16} (t_{0,7}/D)^{0,6} (nD)^{0,17} D^3, \quad (2.8.4.3.4-1)$$

для $D \geq D_{limit}$:

$$Q_{max} = 202(1 - d/D) S_{qice} H_{ice}^{1,1} (P_{0,7}/D)^{0,16} (t_{0,7}/D)^{0,6} (nD)^{0,17} D^{1,9}, \quad (2.8.4.3.4-3)$$

де:

$D_{limit} = 1,81 H_{ice}$;

S_{ice} – індекс міцності криги для льодового моменту на лопаті

$P_{0,7}$ – крок гребного гвинта на радіусі $0,7D$, м;

$t_{0,7}$ – максимальна товщина лопаті на радіусі $0,7D$, м;

n – частота обертання гребного гвинта на швартовному режимі, об/с. Якщо ця величина не відома, то вона повинна прийматися як зазначено в табл. 2.8.4.3.4.

Таблиця 2.8.4.3.4

Тип гвинта	n
ГРК	n_n
ГФК з приводом від турбіни або від електродвигуна	n_n
ГФК з приводом від двигуна внутрішнього згоряння	$0,85n_n$
n_n – номінальна частота обертання при максимальній тривалій потужності на чистій воді	

Для ГРК крок гвинта $P_{0,7}$ повинен відповідати максимальній тривалій потужності при роботі у швартовному режимі.

Якщо ця величина не відома, то $P_{0,7}$ приймається як $0,7P_{0,7n}$, де: $P_{0,7}$ – крок гвинта для максимально тривалої потужності на чистій воді.

2.8.4.3.5 Максимальний льодовий упор, що впливає на гребний вал (осьові льодові навантаження на гребному гвинті, що діють на вал у місці посадки гвинта).

Максимальний позитивний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку руху судна):

$$T_f = 1,1 F_f. \quad (2.8.4.3.5-1)$$

Максимальний негативний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку, протилежному руху судна):

$$T_b = 1,1 F_b. \quad (2.8.4.3.5-2)$$

2.8.4.4 Розрахункові льодові навантаження для гребних гвинтів у напрямній насадці.

2.8.4.4.1 Максимальна сила, що діє на лопать в напрямку, протилежному руху судна F_b , кН:

для $D < D_{limit}$:

$$F_b = -9,5 S_{ice} (EAR/Z)^{0,3} (nD)^{0,7} D^2; \quad (2.8.4.4.1-1)$$

для $D \geq D_{limit}$:

$$F_b = -66 S_{ice} (EAR/Z)^{0,3} (nD)^{0,7} (H_{ice})^{1,4} D^{0,6}; \quad (2.8.4.4.1-2)$$

де:

$$D_{limit} = 4 H_{ice};$$

N – див. 2.8.4.3.1

F_b повинна прикладатися як рівномірно розподілений тиск по площі на засмоктуючій поверхні лопаті для наступних випадків навантаження (див. табл. 2 Додатка):

.1 випадок навантаження **1**: від $0,6R$ до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди;

.2 випадок навантаження **5**: для реверсуємого гребного гвинта навантаження, рівне $60\% F_b$, повинне прикладатися на ділянку від $0,6R$ до кінця лопаті і від вихідної кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди.

2.8.4.4.2 Максимальна сила, що діє на лопать в напрямку руху судна F_f , кН:

для $D \leq D_{limit}$:

$$F_f = 250 (EAR/Z) D^2; \quad (2.8.4.4.2-1)$$

для $D > D_{limit}$:

$$F_f = 500 \frac{1}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice} [EAR/Z][D^2], \quad (2.8.4.4.2-2)$$

де:

$$D_{limit} = \frac{2}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice}, \text{ м}$$

F_f повинна прикладатися як рівномірно розподілений тиск на ділянку нагнітаючої поверхні лопаті для наступних випадків навантаження (див. табл. 2 Додатка):

.1 випадок навантаження **З**: від радіуса $0,6R$ до кінця лопаті

$$Q_{max} = 74(1 - d/D) S_{qice} (P_{0,7}/D)^{0,16} (t_{0,7}/D)^{0,6} (nD)^{0,17} D^3; \quad (2.8.4.4.2-1)$$

для $D > D_{limit}$:

$$Q_{max} = 74(1 - d/D) S_{qice} (P_{0,7}/D)^{0,16} (t_{0,7}/D)^{0,6} (nD)^{0,17} D^3; \quad (2.8.4.4.2-2)$$

де:

$$D_{limit} = 1,81 H_{ice};$$

N – частота обертання гребного гвинта на швартовному режимі, об/с. Якщо ця величина не відома, то вона повинна прийматися як зазначено в табл. 2.8.4.4.3. максимальній тривалій потужності при роботі у швартовному режимі.

Для ГРК крок гвинта $P_{0,7}$ повинен відповідати

Якщо ця величина не відома, то $P_{0,7}$ приймається як $0,7P_{0,7n}$, де: $P_{0,7}$ — крок гвинта для максимально тривалої потужності на чистій воді.

Таблиця 2.8.4.4.3

Тип гвинта	n
ГРК	n_n
ГФК з приводом від турбіни або від електродвигуна	n_n
ГФК з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,85n_n$
n_n – номінальна частота обертання при максимальній тривалій потужності на чистій воді	

2.8.4.4.4 Максимальний момент, що скручує лопать для проєктування механізму зміни кроку Q_{smax} , кНм.

Момент, що скручує лопать щодо осі її повороту Q_{smax} , кНм, повинен розраховуватися для випадків навантаження, описаних в **2.8.4.1** для F_b і F_f .

Якщо момент, що скручує лопать щодо осі її повороту, менше значення наведеного нижче, то застосовується наступне мінімальне значення за замовчуванням:

$$Q_{smax} = F c_{0,7}, \quad (2.8.4.4.4)$$

де:

$c_{0,7}$ – ширина хорди перерізу лопаті на радіусі $0,7D$ гребного гвинта, м;

$F - F_b$ або F_f , залежно від того, яке абсолютне значення більше.

2.8.4.4.5 Максимальний льодовий упор, що впливає на гребний вал (осьові льодові навантаження на гребному гвинті, що діють на вал у місці посадки гвинта).

Максимальний позитивний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку руху судна):

$$T_f = 1,1 F_f. \quad (2.8.4.4.5-1)$$

Максимальний негативний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку, протилежному руху судна):

$$T_b = 1,1 F_b. \quad (2.8.4.4.5-2)$$

2.8.4.5 Розрахункові навантаження в пропульсивній лінії.

2.8.4.5.1 Крутний момент.

Процес зміни льодового крутного моменту на гребному гвинті для динамічного аналізу лінії вала повинен бути описаний послідовністю імпульсів, що приймають форму половини синуса і сприймаються лопаттю.

Крутний момент, що виникає внаслідок зіткнення одиначної лопаті з кригою, є функцією кута обертання гвинта і рівний:

$$Q_{\varphi} = C_q Q_{\max} \sin(\varphi(180/\alpha_i)) \text{ для } \varphi = 0 \dots \alpha_i; \quad (2.8.4.5.1)$$

$$Q_{\varphi} = 0 \text{ для } \varphi = \alpha_i \dots 360.$$

Параметри C_q і α_i — наведені в табл. 2.8.4.5.1.

Сумарний льодовий крутний момент утворюється підсумовуванням крутного моменту кожної окремої лопаті з урахуванням зсуву фаз $360^\circ/Z$.

Число обертів гвинта в період фрезерування можна одержати за формулою

$$N_Q = 2H_{ice}, \quad (2.8.4.5.1-2)$$

Число ударів рівняється ZN_Q (див.рис. 1 Додатка)

Представлена вище тривалість взаємодії гребного гвинта з кригою на режимі фрезерування не поширюється на тягнучі носові гребні гвинти.

Для носових гребних гвинтів тривалість взаємодії з кригою на режимі фрезерування є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

Крутний момент для будь-якого компонента вала повинен бути визначений з урахуванням крутного моменту Q (φ) від гребного гвинта, реального крутного моменту двигуна Q_e і інерційно-пружних характеристик системи.

Q_e — фактичний максимальний крутний момент двигуна залежно від частоти обертання.

Розрахунковий крутний момент уздовж лінії «гребний гвинт — вал».

Розрахунковий крутний момент Q_r для компонента вала повинен бути визначений на основі аналізу крутильних коливань пропульсивної лінії.

Розрахунки слід виконувати для всіх випадків збудження, зазначених вище, а значення відповідної реакції повинне бути накладене поверх середнього гідродинамічного крутного моменту на швартовному режимі при розглянутій частоті обертання гвинта.

Таблиця 2.8.4.5.1

Процес зміни крутного моменту	Взаємодія гвинта і криги	C_q	α_i
Випадок 1	Одиночний шматок криги	0,5	45
Випадок 2	Одиночний шматок криги	0,75	90
Випадок 3	Одиночний шматок криги	1,0	135
Випадок 4	Два шматки криги з фазою кута обертання, рівною 45°	0,5	45

2.8.4.5.2 Максимальний динамічний упор (максимальна осьова сила в лінії валопровода).

Максимальна осьова сила в лінії валопровода розраховується за нижчеподаними формулами.

Коефіцієнти 2,2 і 1,5 ураховують динамічне посилення осьових коливань у лінії валопровода.

Коефіцієнти динамічного посилення можна розрахувати за допомогою динамічного аналізу.

Максимальне осьове навантаження в лінії валопровода в напрямку руху судна, кН:

$$T_r = T_n + 2,2 T_f. \quad (2.8.4.5.2-1)$$

Максимальне осьове навантаження в лінії валопровода, спрямоване протилежно руху судна, кН:

$$T_r = 1,5 T_b, \quad (2.8.4.5.2-2)$$

де:

T_n — упор гребного гвинта на швартовному режимі, кН;

T_f — максимальний позитивний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку руху судна), кН;

T_b — максимальний негативний льодовий упор (максимальна льодова осьова сила, що діє на гребний гвинт у напрямку, протилежному руху судна), кН.

Якщо гідродинамічний упор на швартовах T_n невідомий, то T_n визначається по табл. 2.8.4.5.2.

Таблиця 2.8.4.5.2

Тип гвинта	T_n
ГРК (відкритий)	$1,25T$
ГРК (в напрямній насадці)	$1,1T$
ГФК з приводом від турбіни або від електродвигуна	T
ГФК (відкритий) з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,85T$
ГФК (в напрямній насадці) з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,75T$
T — номінальний упор при максимально тривалій потужності на відкритій воді.	

2.8.4.5.3 Сила поломки лопаті для відкритого гвинта і гвинта в напрямній насадці.

Сила додається на радіусі $0,6R$ у найбільше слабкому напрямку поломки лопаті на відстані $\frac{2}{3}$ від осі обертання лопаті до вхідної і вихідної кромки лопаті, залежно від того, що більше.

Навантаження поломки лопаті F_{ex} , кН, обчислюється за формулою

$$F_{ex} = \frac{0,3ct^2\sigma_{ref}}{0,8D-2r} \cdot 10^3, \quad (2.8.4.5.3)$$

де:

$$\sigma_{ref} = 0,6\sigma_{0,2} + 0,4\sigma_u;$$

$\sigma_{0,2}$ і σ_u — типові значення для матеріалу лопаті;

c , t і r — відповідно, фактичні довжина хорди, товщина і радіус циліндричного кореневого перерізу лопаті в найслабшій частині за межами галтельного переходу; як правило, цей переріз перебуває в зоні примикання галтелі до профілю лопаті;

D — діаметр гвинта, м.

2.8.5 Проектування.

2.8.5.1 Принцип проектування.

Пропульсивна лінія повинна бути спроектована:

- з умови забезпечення міцності від впливу максимальних навантажень, згідно з 2.8.4;
- так, щоб пластичний вигин лопаті не викликав поломок інших компонентів пропульсивної лінії;
- з умови забезпечення достатньої утомної міцності.

2.8.5.2 Головні гвинтостернові колонки (ГСК).

Додатково до вищезгаданих вимог необхідний спеціальний розгляд сценаріїв навантажень, які відмінні від таких, що впливають на традиційні гребні гвинти.

Аналіз сценаріїв навантаження повинен відображувати реальну експлуатацію судна і роботу ГСК.

Щодо цього, наприклад, повинні бути розглянуті навантаження, викликані взаємодією уламків криги з маточиною тягучого гребного гвинта. Також повинні бути розглянуті навантаження, що виникають при роботі ГСК під косим кутом до потоку, що набігає.

Рульовий механізм, кріплення ГСК до корпусу повинні бути спроектовані таким чином, щоб витримати втрату лопаті без виходу з ладу. Для цього випадку навантаження повинне визначатися з умови поломки лопаті при пластичному вигині для положення лопаті гвинта, яке приводить до максимального навантаження розглянутого компонента.

ГСК повинні бути спроектовані з урахуванням льодових навантажень від взаємодії корпусу колонки з льодом. Оцінка відповідних льодових навантажень виконується відповідно до вимог до виступаючих частин, де всі виступаючі частини повинні проектуватися для сприйняття зусиль, відповідних місцю їхнього кріплення до корпусної конструкції або положення в межах району корпусу.

2.8.5.3 Проектування лопаті.

2.8.5.3.1 Максимальні напруження в лопаті.

Напруження в лопаті повинні розраховуватися від навантажень, що діють у напрямку руху судна і протилежно йому, згідно з 2.8.4.3 і 2.8.4.4.

Напруження повинні розраховуватися з допомогою визнаного і добре представленого (документованого) пакету Методу кінцевих елементів або на основі іншого прийнятного альтернативного методу.

Напруження в лопаті не повинні перевищувати допустимих напружень σ_{II} для матеріалу лопаті, які представлені нижче.

Розрахункові напруження в лопаті для максимального льодового навантаження повинні задовольняти наступній умові:

$$\sigma_{calc} \leq \sigma_{all} = \sigma_{ref}/S, \quad (2.8.5.3.1-1)$$

де:

$$S=1,5$$

σ_{ref} = значення напруження, визначене по формулі

$$\sigma_{ref}=0,7 \sigma_u \quad \text{або} \quad (2.8.5.3.1-2)$$

$$\sigma_{ref}=0,6\sigma_{0,2} + 0,4\sigma_u \quad \text{залежно від того, яке з них менше,} \quad (2.8.5.3.1-3)$$

$\sigma_{0,2}$ і σ_u — типові значення для матеріалу лопаті.

2.8.5.3.2 Товщина кромки лопаті.

Товщина кромки лопаті t_{edge} і товщина її кінця t_{tip} повинні бути більші, ніж значення t_{edge} , визначене за формулою

$$t_{edge} \geq x S S_{ise} \sqrt{3 p_{ice} / \sigma_{ref}}, \quad (2.8.5.3.2)$$

де:

x — відстань від кромки лопаті, обмірювана по циліндричному перерізу від кромки, повинна рівнятися 2,5% довжини перерізу, проте не повинна бути більше 45мм.

У районі кінця лопаті, (вище $0,975R$), значення x приймається як 2,5% від величини $0,975R$ і вимірюється по перпендикуляру до кромки, проте не повинне бути більше 45мм;

S — коефіцієнт запасу;

$S = 2,5$ для вихідних кромок;

$S = 3,5$ для вхідних кромок;

$S = 5$ для кінця лопаті;

S_{ise} — згідно з 2.8.4.2;

P_{ice} — тиск льоду;

$P_{ice} = 16$ МПа для визначення товщини вхідної кромки і кінця лопаті;

p_{ice} — згідно з 2.8.5.3.1.

Вимога по товщині кромки повинна застосовуватися до вхідної кромки, а також до задньої кромки для реверсуємого відкритого гребного гвинта.

Товщина кінця лопаті повинна відповідати максимальній обмірюваній товщині в районі кінця, вище радіуса $0,975R$.

Товщини кромки в районі між положенням максимальної товщини кінця лопаті і товщиною кромки на $0,975R$ повинні бути визначені екстраполяванням між величинами товщин кромки і кінця лопаті і рівномірно згладжені.

2.8.5.4 Головні двигуни.

2.8.5.4.1 Головні двигуни повинні бути здатні пускатися і працювати із ГРК при повному кроці.

2.8.5.4.2 Повинні бути передбачені пристрої підігріву для забезпечення готовності пуску охолоджених аварійних силових установок при температурі зовнішнього повітря стосовно до полярного класу судна.

2.8.5.4.3 Аварійні силові установки повинні бути обладнані пристроями пуску з такою накопиченою енергією, щоб забезпечити не менше трьох послідовних спроб пуску при розрахунковій температурі, згідно з **2.8.5.4.2**.

Джерело накопиченої енергії пускових пристроїв повинне бути захищене автоматичною системою пуску для запобігання критичного виснаження енергії пуску, якщо не передбачений другий незалежний засіб пуску.

Друге накопиченої джерело енергії повинне забезпечити три додаткові спроби пуску протягом 30хв., якщо не може бути продемонстрована ефективність ручного пуску.

2.8.6 Пришвидшення при навантаженнях на деталі кріплення механізмів.

2.8.6.1 Кріплення відповідального устаткування і механізмів пропульсивної установки повинні бути здатні витримувати пришвидшення, як зазначено нижче. Пришвидшення повинні розглядатися як діючі незалежно.

2.8.6.2 Поздовжні пришвидшення при ударі a_t .

Максимальне пришвидшення, що діє в поздовжньому напрямку в будь-якій точці еквівалентного бруса, m/s^2 , обчислюється по формулі

$$a_t = (F_{IB}/\Delta)\{[1,1 \tan(\gamma + \varphi)] + [7 H/L]\}, \quad (2.8.6.2)$$

де:

φ – максимальний кут тертя між сталлю і кригою, звичайно прийнятий як 10° ;

γ – кут нахилу форштевня на рівні ватерлінії, градус;

Δ – водотоннажність;

L – довжина між перпендикулярами, м;

H – відстань від ватерлінії до розглянутої точки, м;

F_{IB} – вертикальна сила від удару, згідно з визначенням **3.11.2.13.2.1** частини II «Корпус».

2.8.6.3 Вертикальні пришвидшення a_v .

Сумарні пришвидшення, що діють вертикально в будь-якій точці еквівалентного бруса, m/s^2 , обчислюються за формулою

$$a_v = 2,5 (F_{IB}/\Delta) F_x, \quad (2.8.6.3)$$

де:

F_x – 1,3 на носовому перпендикулярі;

F_x – 0,2 на міделі (у середній частині судна);

F_x – 0,4 на кормовому перпендикулярі;

F_x – 1,3 на кормовому перпендикулярі судна, що ламає кригу на режимі заднього ходу.

Проміжні значення інтерполюються лінійно.

2.8.6.4 Пришвидшення, що впливають у поперечному напрямку a_t .

$$a_t = 3 F_x F_t / \Delta, \quad (2.8.6.4)$$

де:

F_x – 1,5 на носовому перпендикулярі;

F_x – 0,25 на міделі;

F_x – 0,5 на кормовому перпендикулярі;

F_x – 1, 5 на кормовому перпендикулярі судна, що ламає кригу на режимі заднього ходу.

F_t – сумарна сила, прикладена до обшивки корпусу в районі носа, внаслідок косого удару об кригу, згідно з визначенням 3.11.2.13.2.1 частини II «Корпус»

Проміжні значення інтерполюються лінійно.

2.8.7 Допоміжні системи.

2.8.7.1 Механізми повинні бути захищені від небезпечних наслідків влучення або скупчення льоду або снігу.

У тих випадках, коли необхідна безперервна робота механізмів, повинні бути передбачені засоби для очищення механізмів від льоду, що нагромадився, або снігу.

2.8.7.2 Слід передбачити засоби запобігання ушкоджень танків з рідинами через замерзання.

2.8.7.3 Труби вентиляції, забірні і відливні трубопроводи та пов'язані з ними системи повинні проектувати таким чином, щоб виключити утворення заторів і блокування через замерзання або скупчування льоду і снігу.

2.8.8 Приймальні отвори і системи охолоджувальної води.

2.8.8.1 Системи охолоджувальної води для механізмів відповідального призначення, призначених для руху і безпеки судна, включаючи кінгстонні ящики, повинні відповідати вимогам 4.3.3 частини VIII «Системи і трубопроводи».

2.8.9 Баластні цистерни.

2.8.9.1 Повинні бути передбачені ефективні заходи для запобігання замерзання води у цистернах форпіка, ахтерпіка, а також у бортових цистернах, розташованих вище вантажний ватерлінії та в інших місцях, де це вважається необхідним.

2.8.10 Система вентиляції.

2.8.10.1 Повітряприймальні отвори для вентиляції машинних і житлових приміщень повинні розміщатися на обох бортах судна.

2.8.10.2 Повітрязабірники систем вентиляції машинних і житлових приміщень повинні бути обладнані засобами обігріву.

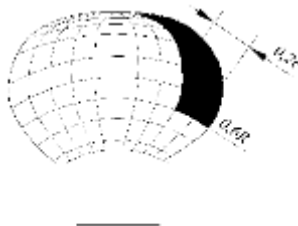
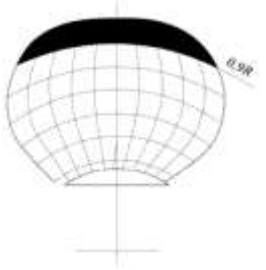
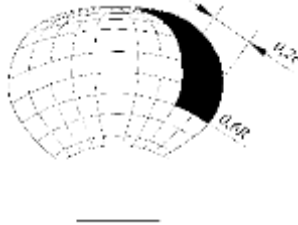
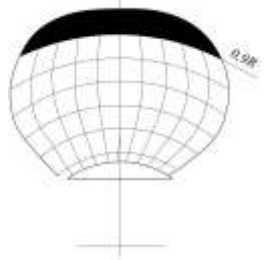
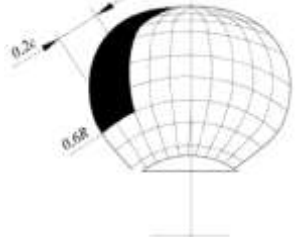
2.8.10.3 Температура забірного повітря, що подається в машинні відділення від повітрязабірників, повинна забезпечити безпечну роботу механізмів.

2.8.11 Альтернативна конструкція⁷.

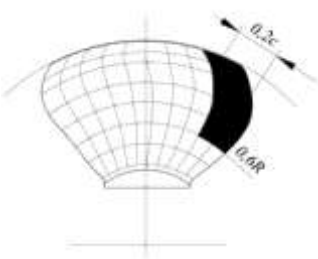
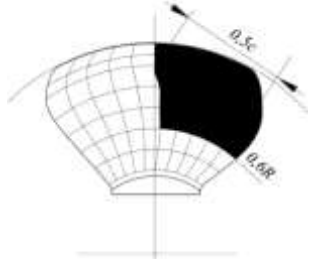
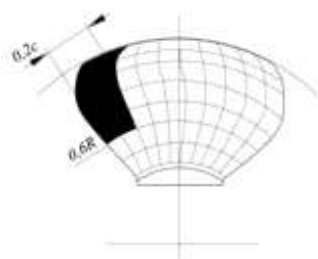
2.8.11.1 Як альтернатива може бути надане на розгляд Регістру повне дослідження конструкції механічної установки для перевірки за погодженою програмою.

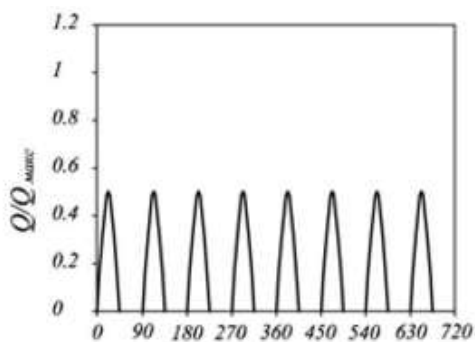
⁷ Див. Резолюція IMO MSC.386(94) від 21.10.2014р.

Таблиця 1. Випадки навантажень для відкритого гвинта

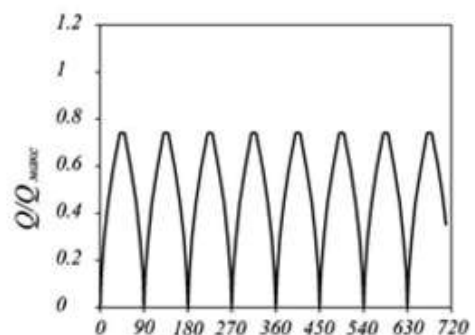
Навантаження	Сила	Площа навантаження	
Випадок навантаження 1	F_b	Рівномірний тиск на засмоктуючу частину лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця і від вхідної кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 2	$50\% F_b$	Рівномірний тиск на периферійну частину лопаті вище $0,9R$ з боку засмоктуючої поверхні	
Випадок навантаження 3	F_f	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 4	$50\% F_f$	Рівномірний тиск на периферійну частину лопаті вище $0,9R$ з боку нагнітаючої поверхні	
Випадок навантаження 5	$60\% F_b$ або F_f , залежно від того, що більше	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця і від задньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	

Таблиця 2. Випадки навантажень для гвинта у напрямній насадці

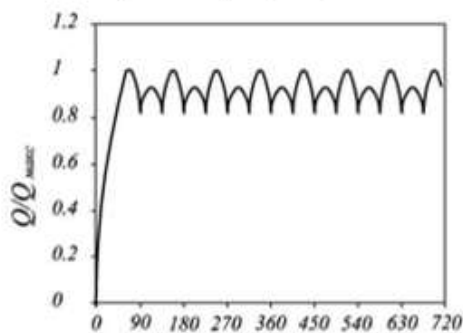
Навантаження	Сила	Площа навантаження	
Випадок навантаження 1	F_b	Рівномірний тиск на засмоктуючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 3	F_f	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,5$ довжини хорди	
Випадок навантаження 5	$60\% F_b$ або F_f , залежно від того, що більше	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця і від задньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	



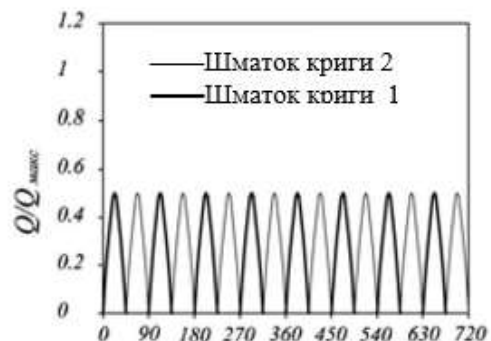
Кут повороту (град)



Кут повороту (град)



Кут повороту (град)



Кут повороту (град)

Рис.1. Процес зміни льодового моменту опору обертанню гребного гвинта (крутний момент на гребному гвинті) для послідовності 45° , 90° , 135° зіткнення однієї лопаті і 45° подвійної послідовності зіткнення лопаті (два шматки криги) для 4-лопатевого гвинта

2.9 ВИМОГИ ДО МЕХАНІЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН БАЛТІЙСЬКИХ ЛЬОДОВИХ КЛАСІВ**2.9.1 Потужність головних механізмів****2.9.1.1 Визначення і пояснення.**

1 Потужність головних механізмів P — найбільша потужність головних механізмів, фактично передана на рушії при безперервній роботі.

2 Визначення судна, що стосуються розмірів, і деяких інших його параметрів (див. рис. 2.1.1.4):

L — довжина судна між перпендикулярами, м;

L_{BOW} — довжина носового загострення, м;

L_{PAR} — довжина циліндричної вставки, м;

B — ширина судна, м;

T — осадка судна, м;

A_{wf} — площа ватерлінії носового загострення, m^2 ;

A — кут нахилу ватерлінії, вимірюваний у площині батокса, що відстоїть від діаметральної площини судна на відстань $B/4$, град.;

φ_1 — кут нахилу форштевня, вимірюваний у діаметральній площині судна, град. При бульбо-подібній формі носового краю $\varphi_1 = 90^\circ$;

φ_2 — кут нахилу носа в точці форштевня, вимірюваний у площині батокса, що відстоїть від діаметральної площини судна на відстань $B/4$, град.;

ψ — $\psi = \arctan(\tan \varphi / \sin \alpha)$, град., з використанням відповідних до місцеположення кутів α і φ . Для цілей **2.9.1.3** кут розраховується з використанням рівності $\varphi = \varphi_2$;

D_p — діаметр гвинта, м;

HM — товщина битої криги в центрі каналу, м;

HF — товщина битої криги, переміщуваної носовим краєм, м.

3 Верхня і нижня льодові ватерлінії.

Верхня льодова ватерлінія (ВЛВЛ) — лінія, що обгинає найвищі точки ліній, при яких судно буде плавати в льодах. Така лінія, що обгинає зазначені точки, може бути ламаною лінією.

Нижня льодова ватерлінія (НЛВЛ) — лінія, що обгинає найнижчі точки ліній, при яких судно буде плавати в льодах. Така лінія, що обгинає зазначені точки, може бути ламаною лінією.

2.9.1.2 Потужність головних механізмів повинна бути не менше потужності, визначеної відповідно до **2.9.1.3**.

Незалежно від результатів визначення потужності по формулі (2.9.1.3-1), потужність головних механізмів не повинна бути менша 1000 кВт для суден льодових класів **IA**, **IB** і **IC** і менша 2800 кВт для суден льодового класу **IA Super**.

2.9.1.3 Розрахунки потужності необхідно виконати для ВЛВЛ і НЛВЛ.

Потужність головних механізмів приймається рівною найбільшому з отриманих значень.

При розрахунках параметри судна, зазначені в **2.9.1.1** і залежні від осадки, визначаються залежно від осадки за винятком параметрів L і B , які визначаються тільки при ВЛВЛ.

$$P = K_e (R_{CH} / 1000)^{3/2} / D_p, \text{ кВт} \quad (2.9.1.3-1)$$

де:

K_e — коефіцієнт, визначений за табл. 2.9.1.3;

R_{CH} — опір судна при русі по каналу, заповненому битою кригою із замерзлим верхнім шаром, Н.

$$R_{CH} = C_1 + C_2 + C_3 C_{\mu} (H_F + H_M)^2 (B + C_{\psi} H_F) + C_4 L_{PAR} H_F + C_5 (LT/B^2)^3 (A_{wf}/L), \quad (2.9.1.3-2)$$

Таблиця 2.9.1.3 Коефіцієнт K_e для суден із традиційними пропульсивними установками

Кількість гребних гвинтів	Пропульсивна установка з ГРК або з електричним чи гідравлічним приводом	Пропульсивна установка з ГФК
1	2,03	2,26
2	1,44	1,60
3	1,18	1,31

де:

$$C_{\mu} = 0,15 \cos \varphi_2 + \sin \psi \sin \alpha, \text{ але не менше } 0,45;$$

$$C_{\psi} = 0,047 \psi - 2,115 \text{ і } C_{\psi} = 0, \text{ якщо } \psi < 45^\circ;$$

$$H_F = 0,26 + (H_M B)^{0,5};$$

$$H_M = 1,0 \text{ м для суден льодових класів IA і IA Super};$$

$$H_M = 0,8 \text{ м для суден льодового класу IB};$$

$$H_M = 0,6 \text{ м для суден льодового класу IC};$$

$$C_1 = 0 \text{ для суден льодового класу IA, IB і IC};$$

для суден льодового класу **IA Super**;

$$f_1 = 23 H / \text{м}^2;$$

$$f_2 = 45,8 H / \text{м};$$

$$f_3 = 14,7 H / \text{м};$$

$$f_4 = 29 H / \text{м}^2;$$

$$C_2 = 0 \text{ для суден льодових класів IA, IB і IC};$$

для суден льодового класу **IA Super**;

$$g_1 = 1530 H;$$

$$g_2 = 170 H / \text{м};$$

$$g_3 = (400 H / \text{м})^{1,5}.$$

$$C_1 = F_1 \frac{B L_{PAR}}{2(T/B)+1} + (1 + 0,021 \varphi_1)(f_2 B + f_3 L_{BOW} + f_4 L_{BOW}),$$

$$C_2 = (1 + 0,063 \varphi_1)(g_1 + g_2 B) + g_3(1 + 1,2 \frac{T}{B}) \frac{B^2}{\sqrt{L}}.$$

$$C_3 = 845;$$

$$C_4 = 42;$$

$$C_5 = 825.$$

Величина $(L \cdot T / B^2)^3$ у формулі (2.9.1.3-2) повинна прийматися не менше 5 і не більше 20.

Якщо величина $(L \cdot T / B^2)^3$ становить менше 5, то у формулі повинне бути використане значення рівне 5; якщо величина становить більше 20, то повинне бути використане значення, рівне 20.

2.9.1.4 При наявності результатів модельних випробувань або при використанні уточнених розрахункових методик і за умови наступного підтвердження під час ходових випробувань значення K_e і R_{CH} можуть бути визначені для мінімальної швидкості ходу судна, рівної 5 вуз., при наступній товщині битой криги в каналі:

$$H_M = 0,6 \text{ м для суден льодового класу IC};$$

$$H_M = 0,8 \text{ м для суден льодового класу IB};$$

$$H_M = 1,0 \text{ м для суден льодового класу IA};$$

$$H_M = 1,0 \text{ м і додатково при товщині замерлого верхнього шару } 0,1 \text{ м для суден льодового класу IA Super}.$$

2.9.2 Головні механізми.**2.9.2.1 Область застосування.**

Ці вимоги застосовні до гребних гвинтів регульованого і фіксованого кроку, а також до гвинтів з напрямною насадкою пропульсивних установок суден льодових класів **IA Super**, **IA**, **IB** і **IC**.

Навантаження визначаються виходячи з повного терміну служби судна при нормальних умовах експлуатації, включаючи напруження, що виникають при зміні напрямку обертання гребних гвинтів фіксованого кроку. Проте обумовлені навантаження не враховують експлуатаційні умови в позаштатному режимі, наприклад, умови буксирування судна із заблокованим гребним гвинтом у льодових умовах.

Вимоги також застосовні до поворотних і неповоротних головних засобів активного керування судном (ЗАКС), проте, розрахункові моделі не включають навантаження від взаємодії гребного гвинта з кригою у тих випадках, коли крига взаємодіє з поверненим щодо діаметральної площини судна головним ЗАКС, а також коли крижини взаємодіють із маточиною тягнучого гребного гвинта.

Окремо повинні бути визначені навантаження, що виникають при взаємодії криги з корпусом ЗАКС.

2.9.2.2 Визначення і позначення.

D – діаметр гребного гвинта, м.

R – радіус гребного гвинта, м.

c – ширина спрямленого циліндричного перерізу лопаті, м.

$c_{0,7}$ – ширина спрямленого циліндричного перерізу лопаті на радіусі $r = 0,7R$, м.

d – зовнішній діаметр маточини гребного вала (у площині обертання гребного гвинта), м.

D_{limit} – граничне значення діаметра гребного гвинта, м.

F_b – максимальна сила, що діє на лопать в напрямку, протилежному напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна, кН.

F_{ex} – сила поломки (виникнення пластичної деформації) лопаті, кН.

F_f – максимальна сила, що діє на лопать в напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна, кН.

F_{ice} – льодова сила, що виникає при взаємодії гребного гвинта з кригою, кН.

$(F_{ice})_{max}$ – найбільше значення льодової сили, спостережуваної протягом терміну служби судна, кН.

h_0 – відстань між НЛВЛ і осьовою лінією валопровода в районі гребного гвинта, м.

H_{ice} – товщина найбільшої крижини, взаємодіючої із гребним гвинтом, прийнята в розрахунках, м.

I_e – еквівалентний момент інерції мас усіх компонентів пропульсивної установки в сторону приводного двигуна від розглянутого компонента, кгм^2 .

I_t – еквівалентний момент інерції мас усіх компонентів пропульсивної установки, кгм^2 .

k – коефіцієнт форми для розподілу Вейбулла.

m – нахил кривої утоми по подвійній логарифмічній шкалі.

M_{BL} – момент вигину лопаті, кНм.

N – частота обертання гребного гвинта, об/с.

n_n – номінальна частота обертання гребного гвинта при максимально допустимому безперервному навантаженні в умовах чистої води, об/с.

N_{class} – еталонна кількість взаємодій лопаті гребного гвинта з кригою відповідно до частоти обертання гребного гвинта з урахуванням льодового класу.

N_{ice} – загальна кількість циклів взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою протягом терміну служби судна.

- N_R – число циклів навантаження при визначенні еквівалентного напруження (10^8 циклів).
- N_Q – кількість обертів гребного гвинта в режимі фрезерування криги.
- $P_{0,7}$ – крок гребного гвинта на радіусі $r = 0,7R$, м.
- $P_{0,7n}$ – крок гребного гвинта на радіусі $r = 0,7R$ при максимально допустимому безперервному навантаженні в умовах чистої води, м.
- $P_{0,7b}$ – крок гребного гвинта на радіусі $r = 0,7R$ при максимально допустимому безперервному навантаженні на швартовному режимі, м.
- Q – крутний момент, кНм.
- Q_{emax} – максимальний крутний момент двигуна, кНм.
- Q_{max} – максимальний крутний момент на гребному гвинті при взаємодії гребного гвинта з кригою, кНм.
- Q_{motor} – максимальний крутний момент електродвигуна, кНм.
- Q_n – номінальний крутний момент при максимально допустимому безперервному навантаженні в умовах чистої води, кНм.
- Q_r – максимальний момент опору валопровода, кНм.
- Q_{smax} – максимальний момент, що скручує лопать, щодо осі її повороту, який виникає протягом терміну служби судна, кНм.
- Q_{sex} – максимальний момент, що скручує лопать щодо осі її повороту, викликаний поломкою лопаті при її вигині в результаті пластичної деформації, кНм.
- Q_{vib} – вібраційний момент розглянутого компонента, узятий із частотного діапазону розрахунків крутильних коливань на чистій воді, кНм.
- r – відносний радіус гребного гвинта, м.
- T – упор гребного гвинта, кН.
- T_b – максимальний упор гребного гвинта в напрямку, протилежному напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна, кН.
- T_f – максимальний упор гребного гвинта в напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна, кН.
- T_n – упор гребного гвинта при максимально допустимому безперервному навантаженні в умовах чистої води, кН.
- Tr – максимальний упор, що діє уздовж осі валопровода, кН.
- t – максимальна товщина перерізу лопаті, м.
- Z – кількість лопатей гребного гвинта.
- α_i – тривалість взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою, виражена через кут повороту гребного гвинта, град.
- α_1 – фазовий кут льодового крутного моменту гребного гвинта для моменту, що збурює, лопатевої частоти, град.
- α_2 – фазовий кут льодового крутного моменту для моменту, що збурює, лопатевої частоти другого порядку, град.
- γ_v – коефіцієнт, що враховує зниження межі утомної міцності за рахунок нерівномірності амплітуди навантаження.
- γ_m – коефіцієнт, що враховує зниження межі утомної міцності за рахунок невідповідності величини середнього напруження.
- ρ – коефіцієнт, що враховує зниження межі утомної міцності за рахунок відмінностей між значеннями найбільшої амплітуди навантаження при експлуатації і при визначенні умовної межі утомної міцності для 10^8 циклів напружень.

$\sigma_{0,2}$ – умовна границя плинності матеріалу лопаті (при подовженні 0,2%), МПа.

σ_{exp} – середня межа утомної міцності матеріалу лопаті при 10^8 циклах напружень до руйнування в морській воді, МПа.

σ_{fat} – еквівалентне напруження (межа утомної міцності при взаємодії з кригою для 10^8 циклів), МПа.

σ_{fl} – межа утомної міцності матеріалу лопаті, МПа.

σ_u – тимчасовий опір розриву матеріалу лопаті, МПа.

$\sigma_{ref} - \sigma_{ref2} = 0,6\sigma_{0,2} + 0,4\sigma_u$, МПа.

$\sigma_{ref2} - \sigma_{ref2} = 0,7\sigma_u$ або

$\sigma_{ref2} - \sigma_{ref2} = 0,6\sigma_{0,2} + 0,4\sigma_u$, залежно від того, що менше, МПа.

σ_{st} – максимальне напруження в результаті впливу сили F_b або F_f , МПа.

$(\sigma_{ice})_{bmax}$ – напруження, що виникає від максимального навантаження при взаємодії гвинта з кригою у напрямку, протилежному напрямку руху судна, МПа.

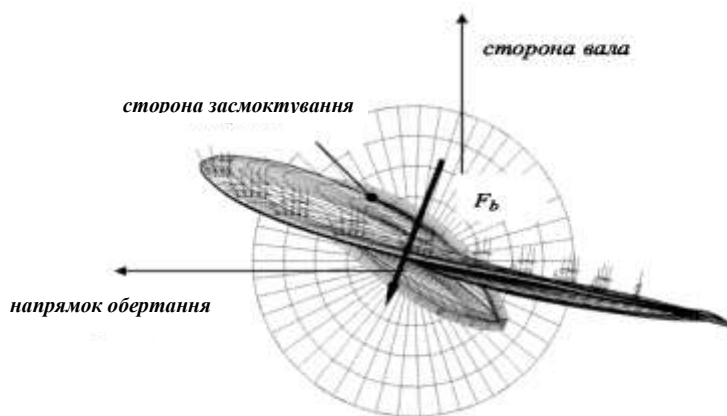
$(\sigma_{ice})_{fmax}$ – напруження, що виникає від максимального навантаження при взаємодії гвинта з кригою у напрямку руху судна, МПа.

$(\sigma_{ice})_{max}$ – середня амплітуда напружень при взаємодії гвинта з кригою, МПа.

Таблиця 2.9.2.2

	Визначення	Використання навантаження в процесі проектування
	2	3
F_b	Максимальна сила, яка діє на лопать гребного гвинта в напрямку, протилежному напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою, і яка включає гідродинамічні навантаження. Напрямок сили перпендикулярний лінії хорди на радіусі $r = 0,7R$ (див. рис. 2.9.2.2).	Розрахункова сила використовується при розрахунках міцності лопаті гребного гвинта.
F_f	Максимальна сила, яка діє на лопать в напрямку руху судна, що виникає протягом терміну служби судна в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою, і яка включає гідродинамічні навантаження. Напрямок сили перпендикулярний лінії хорди на радіусі $r = 0,7R$.	Розрахункова сила використовується при розрахунках міцності лопаті гребного гвинта.
Q_{smax}	Максимальний момент, який скручує лопать щодо осі її повороту (щодо кріплення), що виникає протягом строку служби судна в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою і який включає гідродинамічні навантаження.	Момент ураховується при розрахунках міцності лопаті гребного гвинта за сприянням навантаження, що діє на лопать як тиск, розподілений по передньому краю або площі кінця лопаті.
T_b	Максимальний упор гребного гвинта (сумарний упор, що діє через усі лопаті гребного гвинта), що виникає протягом строку служби судна в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою. Упор діє уздовж осі гребного вала убік, протилежний гідродинамічному упору.	Використовується для оцінки упору T_r . Може також використовуватися, якщо необхідно, у розрахунках осьових коливань.
T_f	Максимальний упор гребного гвинта (сумарний упор, що діє через усі лопаті гребного гвинта), що виникає протягом строку служби судна в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою. Упор діє уздовж осі гребного вала убік дії гідродинамічного упору.	Використовується для оцінки упору T_r . Може також використовуватися, якщо необхідно, у розрахунках осьових коливань.
Q_{max}	Максимальний крутний момент на гребному гвинті при взаємодії гребного гвинта з кригою, що включає гідродинамічні навантаження.	Використовується для оцінки моменту Q_r , а також при розрахунках крутильних коливань.
F_{ex}	Сила поломки (виникнення пластичної деформації) лопаті гребного гвинта.	Застосовується при нормуванні розмірів деталей кріплення лопаті гребного гвинта, компонентів механізму зміни кроку,

	Визначення	Використання навантаження в процесі проєктування
	2	3
	Сила повинна бути прикладена на радіусі $r = 0,8R$ і на $\frac{2}{3}$ відстані від осі обертання лопаті гребного гвинта до вхідної або вихідної кромки лопаті залежно від того, що більше.	підшипників валопровода з метою підтвердження того, що зазначені компоненти витримують без ушкодження навантаження при поломці лопаті.
Q_r	Максимальний момент опору валопровода, що виникає при впливі льодових навантажень (крутильних коливань) і усереднених гідродинамічних навантажень.	Застосовується при нормуванні розмірів елементів валопровода.
T_r	Максимальний упор, що діє уздовж осі валопровода і враховуючий вплив льодових навантажень (осьових коливань) і величину середнього гідродинамічного упору.	Застосовується при нормуванні розмірів елементів валопровода.
F_{ti}	Максимальне відповідне зусилля, викликане взаємодією корпусу ЗАКС або маточини гребного гвинта з льодом.	Розрахункове навантаження на корпус ЗАКС і поворотні підшипники.
F_{tr}	Максимальне відповідне зусилля на корпус ЗАКС, викликане взаємодією крижаного тороса з корпусом ЗАКС.	Розрахункове навантаження на корпус ЗАКС і поворотні підшипники.

Рис. 2.9.2.2 Напрямок сили F_b .

Контактний тиск криги по вхідній кромці показаний малими стрілками

2.9.2.3 Розрахункові льодові умови.

При розрахунках льодових навантажень на гребний гвинт враховані особливості експлуатації, зазначені в табл. 2.9.2.3-1, при цьому найбільша крижина, взаємодіюча із гребним гвинтом, має прямокутну форму і розміри $H_{ice} \times 2H_{ice} \times 3H_{ice}$

Величина H_{ice} указана в табл. 2.9.2.3-2.

Таблиця 2.9.2.3-1 Особливості експлуатації

Льодовий клас	Умови експлуатації
IA Super	Експлуатація в каналі за криголамом і в рівній кризі, подоланий при роботі набігами
IA, IB і IC	Експлуатація в каналі за криголамом

Таблиця 2.9.2.3-2 Товщина найбільшої крижини, взаємодіючої із гребним гвинтом

Льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
H_{ice}	1,75 м	1,5 м	1,2 м	1,0 м

2.9.2.4 Матеріали.**2.9.2.4.1 Матеріали, піддані впливу морської води.**

Матеріали деталей, підданих впливу морської води, такі як лопаті і маточини гребного гвинта, корпус ЗАКС, повинні мати відносне подовження не менше 15% при випробуваннях зразка, довжина якого в п'ять разів більша його діаметра.

Випробуванню на ударний вигин повинні зазнати зразки Шарпі з V-подібним надрізом, виготовлені із усіх матеріалів, за винятком бронзи і аустенітної сталі.

Робота удару повинна визначатися на трьох зразках при температурі -10°C і її середнє значення повинне становити не менше 20Дж.

Для виливків із чавуну з кулястим графітом середнє значення роботи удару повинне становити не менше 10Дж при температурі випробування -10°C .

2.9.2.4.2 Матеріали, піддані впливу температури морської води.

Деталі, піддані впливу температури морської води, повинні бути виготовлені зі сталі або інших пластичних матеріалів.

Робота удару повинна визначатися на трьох зразках при температурі -10°C і її середнє значення повинне становити не менш 20Дж.

Чавун з кулястим графітом феритного класу може застосовуватися для виготовлення відповідних виробів за винятком болтів. Середнє значення роботи удару для такого чавуну повинне становити не менш 10Дж при температурі випробування -10°C .

Зазначена вимога ставиться серед інших деталей до болтів кріплення лопаті, сполучних болтів валів і ЗАКС, деталей механізму повороту лопатей, за винятком деталей, що мають поверхнєве зміцнення, таких як підшипники і зуби шестірень і коліс зубчастих передач.

2.9.2.5 Розрахункові навантаження.

Зазначені в розділі навантаження призначені тільки для розрахунків міцності компонентів і враховують льодові і гідродинамічні навантаження, що виникають при взаємодії гребного гвинта з кригою.

Одиниці виміру параметрів у формулах повинні відповідати зазначеним в 2.9.2.2.

Якщо лопаті гребного гвинта суден льодових класів **ІВ** і **ІС** не повністю занурені у воду при знаходженні судна в баласті, то конструкція пропульсивної установки цих суден повинна відповідати вимогам, застосовним до суден льодового класу **ІА**.

2.9.2.5.1 Розрахункові навантаження на лопаті гребного гвинта.

F_b — максимальна сила, що виникає протягом терміну служби судна при фрезеруванні крижини гребним гвинтом, що обертаються в напрямку переднього ходу, яка згинає лопать гребного гвинта в напрямку, протилежному напрямку руху судна. ,

F_f — максимальна сила, що виникає протягом терміну служби судна при фрезеруванні крижини гребним гвинтом, що обертаються в напрямку переднього ходу, яка згинає лопать гребного гвинта в напрямку руху судна.

Сили F_b і F_f виникають у результаті різної взаємодії гребного гвинта з кригою і не діють одночасно. Із цієї причини вони впливають на лопаті гребного гвинта окремо.

2.9.2.5.1.1 Сила F_b для гребних гвинтів без прямої насадки.

$$F_b = 27[nD]^{0,7} \left[\frac{E_{AR}}{Z} \right]^{0,3} D^2, \text{ кН, якщо } D \leq D_{limit}; \quad 2.9.2.5.1.1-1$$

$$F_b = 27[nD]^{0,7} \left[\frac{E_{AR}}{Z} \right]^{0,3} D H_{ice}^4, \text{ якщо } D > D_{limit}, \quad (2.9.2.5. \text{де:}$$

$$D_{limit} = 0,85 H_{ice}^{1,4}, \text{ м}$$

n — частота обертання гребного гвинта:

$n = n_n$ — для ГРК;

$n = 0,85 n_n$ — для ГФК.

2.9.2.5.1.2 Сила F_f для гребних гвинтів без напрямної насадки

$$F_f = 250 \left[\frac{EAR}{Z} \right] D^2, \text{ кН, якщо } D \leq D_{limit}; \quad (2.9.2.5.1.2-1)$$

$$F_f = 500 \left[\frac{EAR}{Z} \right] D \frac{1}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice}, \text{ кН, якщо } D > D_{limit},$$

де:

$$D_{limit} = \frac{1}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice}, \text{ м.}$$

2.9.2.5.1.3 Навантаження на лопаті гребних гвинтів без напрямної насадки.

Для гребних гвинтів регульованого і фіксованого кроку необхідно розглянути випадки навантаження 1 — 4, зазначені в табл. 2.9.2.5.1.3.

Для реверсуємих ГРК також необхідно розглянути випадок навантаження 5.

2.9.2.5.1.4 Сила F_b для гребних гвинтів з напрямною насадкою

$$F_b = 9,5[nD]^{0,7} \left[\frac{EAR}{Z} \right]^{0,7} D^2, \text{ кН, якщо } D \leq D_{min};$$

$$F_b = 66[nD]^{0,7} \left[\frac{EAR}{Z} \right]^{0,3} H_{ice}^{1,4}, \text{ кН, якщо } D > D_{limit},$$

де:

$$D_{limit} = 4 H_{ice}, \text{ м}$$

n — частота обертання гребного гвинта:

$n = n_n$ — для ГРК;

$n = 0,85n_n$ — для ГФК.

2.9.2.5.1.5 Сила F_f для гребних гвинтів з напрямною насадкою.

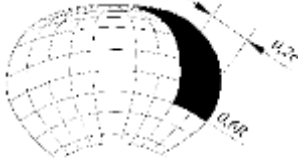
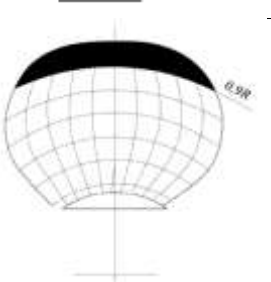
$$F_f = 250 \left[\frac{EAR}{Z} \right] D^2, \text{ кН, якщо } D \leq D_{limit}; \quad (2.9.2.5.1.5-1)$$

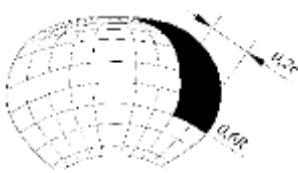
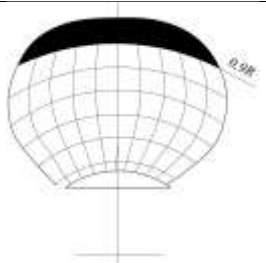
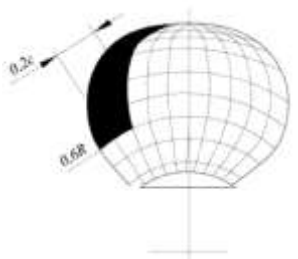
$$F_f = 500 \left[\frac{EAR}{Z} \right] D \frac{1}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice}, \text{ кН, якщо } D > D_{limit}, \quad (2.9.2.5.1.5-2,$$

де:

$$D_{limit} = \frac{2}{(1-\frac{d}{D})} H_{ice}, \text{ м.}$$

Таблиця 2.9.2.5.1.3 Випадки навантажень на лопать гребного гвинта

Випадок навантаження	Сила	Площа навантаження	Гвинт із правим обертанням лопаті. Вид ззаду
Випадок навантаження 1	F_b	Рівномірний тиск на засмоктуючу частину лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від входної кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 2	$50\% F_b$	Рівномірний тиск на периферійну частину лопаті вище $0,9R$ з боку засмоктуючої поверхні	

Випадок навантаження 3	F_f	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 4	$50\% F_f$	Рівномірний тиск на периферійну частину лопаті вище $0,9R$ з боку нагнітаючої поверхні	
Випадок навантаження 5	$60\% F_b$ або F_f , залежно від того, що більше	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від задньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	

2.9.2.5.1.6 Навантаження на лопаті для гребних гвинтів з прямою насадкою.

Для гребних гвинтів регульованого і фіксованого кроку необхідно розглянути випадки навантаження 1 і 3, зазначені в табл. 2.9.2.5.1.6.

Для реверсуємих ГФК також необхідно розглянути випадок навантаження 5.

2.9.2.5.1.7 Момент Q_{max} .

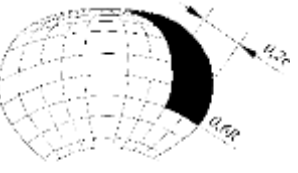
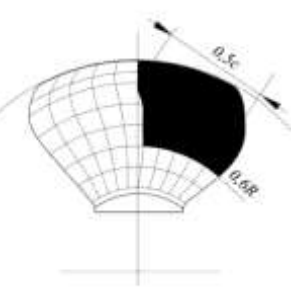
Максимальний момент, що скручує лопать, щодо осі її повороту Q_{max} необхідно визначати для сил F_b і F_f , які прикладаються відповідно з випадками навантажень, зазначених у табл. 2.9.2.5.1.3 і 2.9.2.5.1.6.

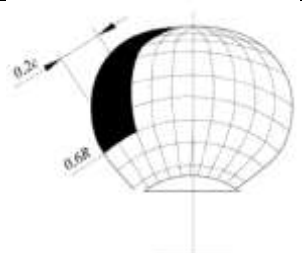
Якщо при цьому величина Q_{max} , кНм, виходить менше, ніж визначена за формулою (2.9.2.5.1.7), необхідно використовувати

$$Q_{\text{max}} = 0,25 F c_{0,7}, \quad (2.9.2.5.1.7)$$

де: F – F_b або F_f залежно від того, що більше.

Таблиця 2.9.2.5.1.6 Випадки навантажень на лопать гребного гвинта з прямою насадкою

Випадок навантаження	Сила	Площа навантаження	Гвинт із правим обертанням лопаті. Вид ззаду
Випадок навантаження 1	F_b	Рівномірний тиск на засмоктуючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
Випадок навантаження 3	F_f	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від передньої кромки лопаті до величини, рівної $0,5$ довжини хорди	

Випадок навантаження 5	60% F_b або F_f , залежно від того, що більше	Рівномірний тиск на нагнітаючу поверхню лопаті на ділянці від $0,6R$ до кінця лопаті і від задньої кромки лопаті до величини, рівної $0,2$ довжини хорди	
----------------------------------	---	--	---

2.9.2.5.1.8 Розподіл навантаження на лопать.

Розподіл Вейбулла (імовірність того, що F_{ice} більше значення $(F_{ice})_{max}$), використовується для розрахунків утомної міцності лопаті.

$$P\left(\frac{F_{ice}}{(F_{ice})_{max}} \geq \frac{F_{ice}}{(F_{ice})_{max}} = \exp\left(-\left(\frac{F_{ice}}{(F_{ice})_{max}}\right)^k \ln N_{ice}\right)\right) \quad (2.9.2.5.1.8)$$

де:

$k = 0,75$ при розподілі льодового навантаження на лопаті гребного гвинта без напрямної насадки;

$k = 1, 0$ при розподілі льодового навантаження на лопаті гребного гвинта з напрямною насадкою;

F_{ice} – випадкове навантаження при взаємодії гвинта з кригою; $0 < F_{ice} < (F_{ice})_{max}$.

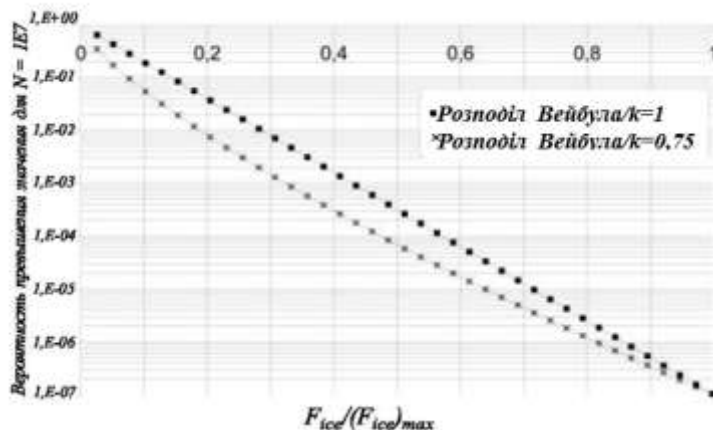


Рис. 2.9.2.5.1.8 Розподіл Вейбулла

2.9.2.5.1.9 Загальна кількість циклів взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою протягом терміну служби судна.

Кількість циклів взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою у спектрі визначається за наступною формулою:

$$N_{ice} = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot N_{class} \cdot n_n \quad (2.9.2.5.1.9)$$

де:

Льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Кількість взаємодій лопаті гребного гвинта з кригою протягом терміну служби судна n	$9 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$	$3,4 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$

Розташування гребного гвинта	Середнє, при експлуатації судна носом уперед	Бічне, при експлуатації судна носом уперед	Тягнучий гребний гвинт (бічне і середнє розташування) у носі судна, а також при експлуатації судна кормою вперед
Коефіцієнт розташування гребного гвинта k_1	1	2	3

Наявність насадки гребного гвинта	Відсутня	Присутня
Коефіцієнт типу гребного гвинта k_2	1	1,1

Тип	Фіксований	Поворотний
Коефіцієнт типу рушія k_3	1	1,2

Коефіцієнт занурення гребного гвинта у воду k_4 визначається по наступній рівності:

$$k_4 = 0,8 - f \text{ якщо } f < 0;$$

$$k_4 = 0,8 - 0,4f \text{ якщо } 0 \leq f \leq 1;$$

$$k_4 = 0,6 - 0,2f \text{ якщо } 1 < f \leq 2,5;$$

$$k_4 = 0,1 \text{ якщо } f > 2,5,$$

де: функція занурення

$$f = \frac{h_0 - H_{ice}}{D/2} - 1.$$

Для елементів пропульсивної установки, які зазнають навантаження в результаті взаємодії гребного гвинта з кригою від усіх лопатей гвинта, кількість циклів взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою N_{ice} необхідно помножити на кількість лопатей гвинта Z .

2.9.2.5.2 Осьові навантаження на гребних гвинтах з прямою насадкою і без прямої насадки.

2.9.2.5.2.1 Максимальні упори T_f і T_b :

$$T_f = 1,1 F_f, \text{ кН}; \quad (2.9.2.5.2.1-1)$$

$$T_b = 1,1 F_b, \text{ кН}. \quad (2.9.2.5.2.1-2)$$

2.9.2.5.2.2 Максимальний упор, що діє уздовж осі валопровода.

Максимальний упор T_r визначається по формулах, представлених нижче, при цьому як розрахункове навантаження необхідно прийняти найбільше з отриманих значень.

Коефіцієнти 2,2 і 1,5 ураховують збільшення упору в результаті осьової вібрації.

$$T_r = T + 2,2 T_f, \text{ кН}; \quad (2.9.2.5.2.2-1)$$

$$T_r = 1,5 T_b, \text{ кН}. \quad (2.9.2.5.2.2-2)$$

Якщо гідродинамічний упор гребного гвинта на швартовному режимі T невідомий, він визначається в такий спосіб:

Таблиця 2.9.2.5.2.2-2

Тип рушія	T
ГРК (відкритий)	$1,25 T_n$
ГРК (в напрямній насадці)	$1,1 T_n$
ГФК з приводом від турбіни або від електродвигуна	T_n
ГФК (відкритий) з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,85 T_n$
ГФК (в напрямній насадці) з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,75 T_n$
T_n — номінальний упор при максимальній тривалій потужності на відкритій воді.	

2.9.2.5.3 Розрахунки навантажень від крутного моменту.

2.9.2.5.3.1 Максимальний крутний момент Q_{max} на гребних гвинтах без прямої насадки.

$$Q_{max} = 10,9 \left[1 - \frac{d}{D} \right] \left[\frac{P_{0,7}}{D} \right]^{0,16} (nD)^{0,17} D^3, \text{ кНм, якщо } D \leq D_{limit}; \quad (2.9.2.5.3.1-1)$$

$$Q_{max} = 20,7 \left[1 - \frac{d}{D} \right] \left[\frac{P_{0,7}}{D} \right]^{0,16} (nD)^{0,17} D^{1,9} H_{ice}^{1,1}, \text{ кНм, якщо } D > D_{limit}, \quad (2.9.2.5.3.1-2)$$

де:

$$D_{limit} = 1,8 H_{ice}, \text{ м};$$

n — частота обертання гребного гвинта на швартовному режимі. Якщо значення n невідоме, воно визначається наступним чином:

Таблиця 2.9.2.5.3.1

Тип рушія	n
ГРК	n_n
ГФК з приводом від турбіни або від електродвигуна	n_n
ГФК з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,85n_n$
n_n – номінальна частота обертання при максимальній тривалій потужності на чистій воді	

Для ГРК крок гвинта $P_{0,7}$ повинен відповідати максимально допустимому безперервному навантаженню при роботі у швартовному режимі.

Якщо ця величина не відома, то $P_{0,7}$ приймається як $0,7P_{0,7n}$, де: $P_{0,7}$ — крок гвинта при максимально допустимому безперервному навантаженні на чистій воді.

2.9.2.5.3.2 Максимальний крутний момент Q_{max} на гребних гвинтах з прямою насадкою.

$$Q_{max} = 7,7 \left[1 - \frac{d}{D} \right] \left[\frac{P_{0,7}}{D} \right]^{0,16} (nD)^{0,17} D^3, \text{ кНм, якщо } D \leq D_{limit}; \quad (2.9.2.5.3.2-1)$$

$$Q_{max} = 14,6 \left[1 - \frac{d}{D} \right] \left[\frac{P_{0,7}}{D} \right]^{0,16} (nD)^{0,17} D^{1,9} H_{ice}^{1,1}, \text{ кНм, якщо } D > D_{limit}, \quad (2.9.2.5.3.2-1)$$

де:

$$D_{limit} = 1,8H_{ice}, \text{ м;}$$

n і $P_{0,7}$ — див. 2.9.2.5.3.1.

2.9.2.5.3.3 Розрахунковий момент для валопроводів при відсутності резонансу.

Якщо в діапазоні експлуатаційної швидкості або в діапазоні на 20% вище і на 20% нижче максимальної експлуатаційної швидкості (у швартовному режимі) відсутній резонанс крутильних коливань лопатевої частоти першого порядку, то можуть застосовуватися наступні значення максимального крутного моменту:

у випадку застосування двотактних двигунів, з'єднаних прямо із гребним гвинтом і без використання пружної муфти

$$Q_{peak} = Q_{emax} + Q_{vib} + Q_{max} I_e / I_t, \text{ кНм;} \quad (2.9.2.5.3.3-1)$$

в решті випадків

$$Q_{peak} = Q_{emax} + Q_{max} I_e / I_t, \text{ кНм.} \quad (2.9.2.5.3.3-1)$$

Усі крутні моменти і моменти інерції повинні бути приведені до швидкості обертання розглянутого компонента.

Якщо максимальний крутний момент Q_{emax} невідомий, то його значення повинні відповідати значенням, наведеним у табл. 2.9.2.5.3.3.

Таблиця 2.9.2.5.3.3

Тип гребного гвинта	Q_{emax}
Гребні гвинти, які приводяться в дію електродвигуном	$*Q_{motor}$
ГРК, які не приводяться в дію електродвигуном	Q_n
ГФК з приводом від турбіни	Q_n
ГФК з приводом від двигуна внутрішнього згорання	$0,75 Q_n$
$*Q_{motor}$ – найбільше можливе значення крутного моменту електродвигуна	

2.9.2.5.3.4 Розрахунковий момент для валопроводів в умовах резонансу.

Якщо в діапазоні експлуатаційної швидкості або в діапазоні на 20% вище і на 20% нижче максимальної експлуатаційної швидкості (у швартовному режимі) присутній резонанс крутильних коливань лопатевої частоти першого порядку, розрахунковий крутний момент (Q_{peak}) компонентів вала повинен визначатися за допомогою розрахунків крутильних коливань пропульсивної лінії.

Існує два способи проведення динамічного аналізу:

- розрахунки тимчасового інтервалу для попередньої оцінки процесу зміни періоду фрезерування;

- розрахунки частотного інтервалу для синусоїдальної зміни лопатевої частоти.

Аналіз частотного інтервалу звичайно вважається консервативним порівняно з розрахунками тимчасового діапазону за умови, що в розглянутому діапазоні швидкості виникає резонанс лопатевої частоти першого порядку.

2.9.2.5.3.4.1 Розрахунки тимчасового діапазону відповідних крутильних коливань.

Розрахунки тимчасового діапазону повинні проводитися для умов максимально допустимого безперервного навантаження, максимально допустимого безперервного навантаження у швартовному режимі і для резонансних частот обертання лопатевих порядків.

Наведена в цьому підрозділі послідовність навантаження для випадку фрезерування криги гребним гвинтом, повинна застосовуватися для оцінки міцності пропульсивної лінії. Зазначена послідовність навантаження не призначена для аналізу при заблокованому валопроводі.

Наведені нижче випадки навантаження призначені для відображення експлуатаційних навантажень на пропульсивну систему у випадку взаємодії гребного гвинта з кригою, а також відповідної реакції пропульсивної системи. Взаємодія з кригою і відповідна реакція системи приводять до впливу навантажень на окремі компоненти валопровода.

Значення Q_{max} може бути прийняте постійним у всьому діапазоні частоти обертання. При розгляді конкретних частот обертання вала відповідне значення Q_{max} може бути розраховане з використанням відповідної величини швидкості згідно з 2.9.2.5.3.

Розрахунки тимчасового діапазону для установок з двигунами внутрішнього згоряння, що не мають пружної муфти, повинні проводитися як мінімум при позитивному фазовому куті порівняно з напрямком дії льодових сил, що збурюють. У розрахунках повинен бути врахований пульсуючий характер навантажень при згорянні палива в циліндрах двигуна; можливе його урахування через гармонійні коливання самого двигуна.

Якщо частота резонансу лопатевого порядку перевищує частоту обертання при максимально допустимому безперервному навантаженні, аналіз повинен містити в собі значення частот обертання до 105% від частоти безперервного навантаження, що відповідає максимально допустимого.

Льодовий крутний момент на гребному гвинті для розрахунків динаміки валопровода в тимчасовому діапазоні визначається як послідовність впливів на лопать, що має напівсинусоїдальну форму.

Частота збурювань повинна відповідати частоті обертання гребного гвинта при взаємодії з кригою.

Величина крутного моменту при одиночній взаємодії лопаті з льодом у функції кута повороту гребного гвинта визначається за наступною формулою:

$Q(\varphi) = C_q Q_{max} \sin(\varphi (180/\alpha_i))$ при $\varphi = 0 \dots \alpha_i$ плюс цілочислова кількість оборотів;

$Q(\varphi) = 0$ при $\varphi = \alpha_i \dots 360$ плюс цілочислова кількість оборотів.

Кут повороту від початку першої взаємодії φ і параметри C_q і α_i наведені в табл. 2.9.2.5.3.4.1.

α_i – тривалість взаємодії лопаті гребного гвинта з льодом, виражена через кут повороту гребного гвинта (див. рис. 2.9.2.5.3.4.1-1).

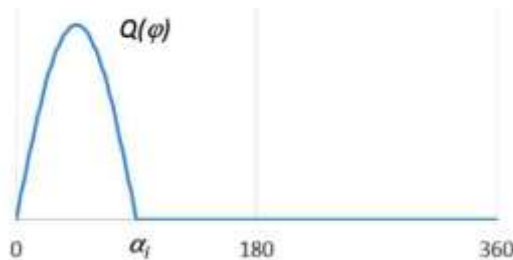


Рис. 2.9.2.5.3.4.1-1 Характер льодового моменту при одиночній взаємодії лопаті гребного гвинта з кригою у функції кута повороту гребного гвинта

Повний льодовий крутний момент обчислюється шляхом підсумовування моментів при одиночних взаємодіях лопатей гребного гвинта з урахуванням зрушення по фазі кута обертання $360^\circ/Z$ (див. рис. 2.9.2.5.3.4.1-2).

На початку і наприкінці режиму фрезерування (протягом розрахункового інтервалу) може застосовуватися лінійна залежність при збільшенні значення C_q до його максимального значення в межах одного обороту гребного гвинта, а також при зниженні від максимального значення до нуля.

Приклади наведено на рис. 2.9.2.5.3.4.1-2 і 2.9.2.5.3.4.1-3.

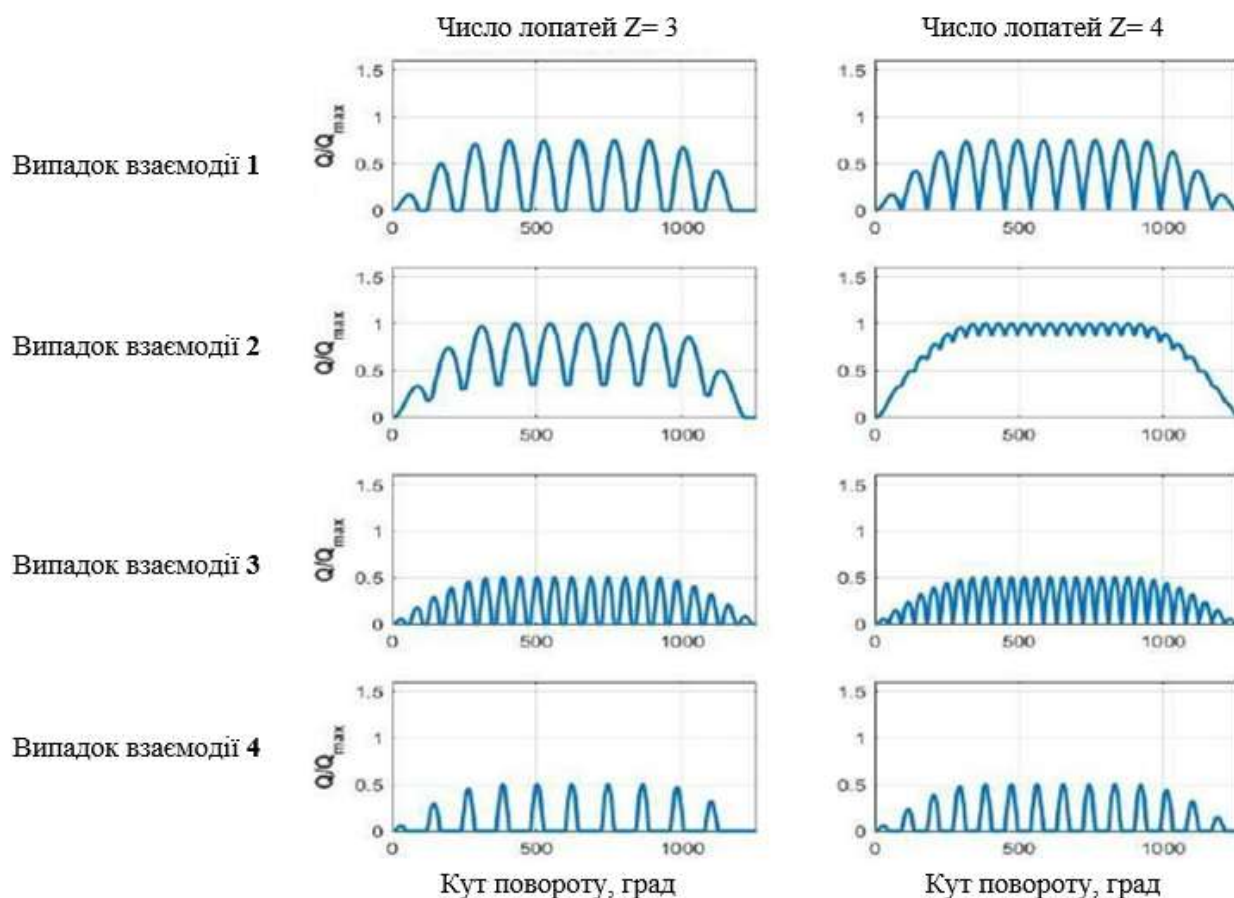


Рис. 2.9.2.5.3.4.1-2 Зміна льодового моменту для трьох- і чотирьох- лопатевих гребних гвинтів

Таблиця 2.9.2.5.3.4.1

Збурюючий момент	Взаємодія гребного гвинта з кригою	C_q	α_i , град $Z=3$	$Z=4$	$Z=5$	$Z=6$
Випадок взаємодії 1	Одиночна крижина	0,75	90	90	72	60
Випадок взаємодії 2	Одиночна крижина	1,0	135	135	135	135
Випадок взаємодії 3	Дві крижини зі зсувом по фазі кута обертання $360/(2 \cdot Z)$, град	0,5	45	45	45	30
Випадок взаємодії 4	Одиночна крижина	0,5	45	45	45	30

Кількість оборотів гребного гвинта при фрезеруванні розраховується за наступною формулою:

$$N_Q = 2N_{ice} \quad (2.9.2.5.3.4.1-1)$$

Для лопатевого порядку кількість взаємодій становить $Z \cdot N_Q$.

Динамічне моделювання повинне виконуватися для всіх випадків взаємодії у всьому діапазоні експлуатаційної швидкості обертання.

Випадок взаємодії

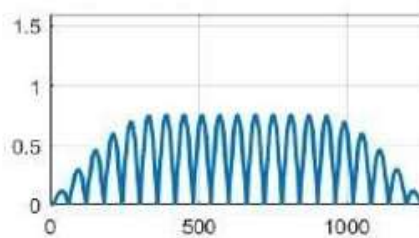
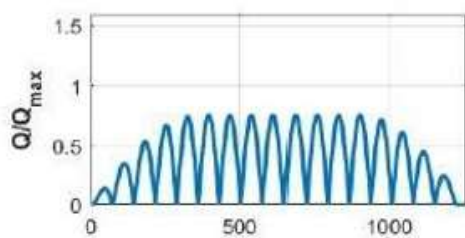
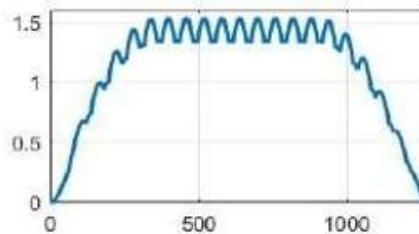
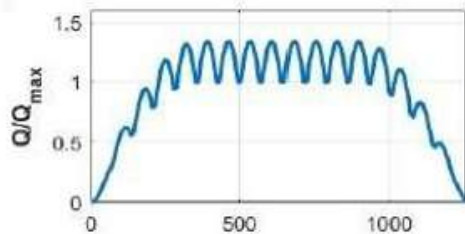
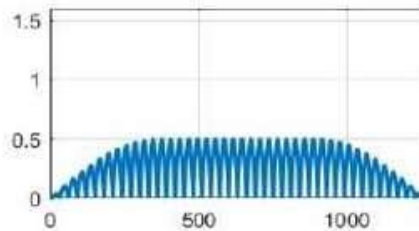
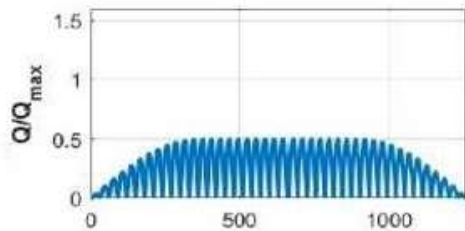
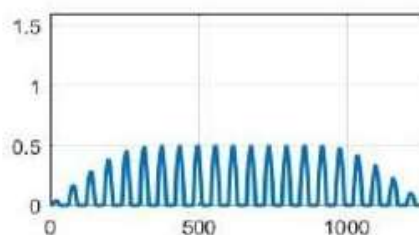
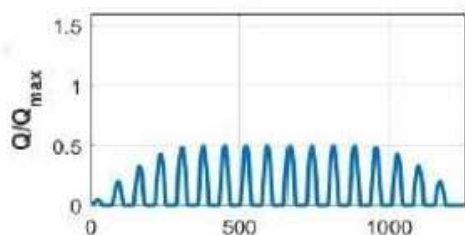
Число лопатей $Z = 5$ Число лопатей $Z = 6$ Випадок
взаємодії 1Випадок
взаємодії 2Випадок
взаємодії 3Випадок
взаємодії 4

Рис. 2.9.2.5.3.4.1-3 Зміна льодового моменту для п'яти- і шестилопатевих гребних гвинтів

Для установок із ГФК моделювання повинне також містити в собі роботу на швартовному ре-жимі із частотою обертання, відповідну максимально можливій потужності двигуна.

Якщо зниження частоти обертання відбувається аж до зупинки головного двигуна, це може вказувати на недостатність запасу потужності двигуна для виконання зазначеного завдання.

Для аналізу навантажень необхідно використовувати максимальний момент у процесі зниження частоти обертання.

Для розрахунків тимчасового інтервалу змодельований відповідний момент повинен звичайно урахувати середній момент двигуна і середній момент гребного гвинта, а якщо ні, то відповідний момент повинен визначатися за формулою:

$$Q_{peak} = Q_{emax} + Q_{rtd}, \text{ кНм}, \quad (2.9.2.5.3.4.1-2)$$

де: Q_{rtd} — максимальний змодельований момент, отриманий при розрахунках тимчасового інтервалу.

2.9.2.5.3.4.2 Розрахунки частотного інтервалу відповідних крутильних коливань.

Для розрахунків частотного інтервалу можуть урахуватися взаємодії при лопатевій частоті першого і другого порядку.

Амплітуди взаємодії при лопатевій частоті першого порядку і синусоїдальна характеристика при лопатевій частоті другого порядку визначаються на підставі того, що навантаження представляється безперервною послідовністю напівсинусоїдальних впливів, а елементи рядів Фур'є визначаються для лопатевої частоти першого і другого порядку.

Льодовий момент гребного гвинта визначається у функції кута повороту φ з використанням на-ступної залежності:

$$Q_F(\varphi) = Q_{\max}(C_{q0} + C_{q1}\sin(ZE_0\varphi + \alpha_1) + C_{q2}\sin(ZE_0\varphi + \alpha_2)), \text{ кНм} \quad (2.9.2.5.3.4.2-1)$$

де число крижин при взаємодії E_0 і значення коефіцієнтів наведені в табл. 2.9.2.5.3.4.2.

Розрахунковий момент для частотного інтервалу повинен визначатися за наступної формулою

$$Q_{\text{peak}} = Q_{\text{emax}} + Q_{\text{vib}} + (Q_{\text{max}}^n C_{q0}) I_e / I_t + Q_{rf1} + Q_{rf2}, \text{ кНм} \quad (2.9.2.5.3.4.2-2)$$

де:

Q_{max} – найбільший льодовий момент на гвинті при розглянутій частоті обертання гребного гвинта;

C_{q0} – коефіцієнт, значення якого наведено в табл. 2.9.2.3.4.2;

Q_{rf1} – відповідний момент лопатевої частоти першого порядку отриманий при розрахунках частотного інтервалу;

Q_{rf2} – відповідний момент лопатевої частоти другого порядку отриманий при розрахунках частотного інтервалу.

Таблиця 2.9.2.5.3.4.2

Гвинти із трьома лопатями ($Z=3$)	C_{q0}	C_{q1}	α_1	C_{q2}	α_2	E_0
Випадок взаємодії 1	0,375	0,36	-90	0	0	1
Випадок взаємодії 2	0,7	0,33	-90	0,05	-45	1
Випадок взаємодії 3	0,25	0,25	-90	0	0	2
Випадок взаємодії 4	0,2	0,25	0	0,05	-90	1
Гвинти із чотирма лопатями ($Z=4$)						
Випадок взаємодії 1	0,45	0,36	-90	0,06	-90	1
Випадок взаємодії 2	0,9375	0	-90	0,0625	-90	1
Випадок взаємодії 3	0,25	0,25	-90	0	0	2
Випадок взаємодії 4	0,2	0,25	0	0,05	-90	1
Гвинти з п'ятьма лопатями ($Z=5$)						
Випадок взаємодії 1	0,45	0,36	-90	0,06	-90	1
Випадок взаємодії 2	1,19	0,17	-90	0,02	-90	1
Випадок взаємодії 3	0,3	0,25	-90	0,048	-90	2
Випадок взаємодії 4	0,2	0,25	0	0,05	-90	1
Гвинти із шістьма лопатями ($Z=6$)						
Випадок взаємодії 1	0,45	0,36	-90	0,05	-90	1
Випадок взаємодії 2	1,435	0,1	-90	0	0	1
Випадок взаємодії 3	0,3	0,25	-90	0,048	-90	2
Випадок взаємодії 4	0,2	0,25	0	0,05	-90	1

Розрахунковий момент для частотного інтервалу повинен визначатися за формулою

$$Q_{\text{peak}} = Q_{\text{emax}} + Q_{\text{vib}} + (Q_{\text{max}}^n C_{q0}) I_e / I_t + Q_{rf1} + Q_{rf2}, \text{ кНм} \quad (2.9.2.5.3.4.2-2)$$

де:

Q_{max} – найбільший льодовий момент на гвинті при розглянутій частоті обертання гребного гвинта;

C_{q0} – коефіцієнт, значення якого наведено в табл. 2.9.2.3.4.2;

Q_{rf1} – відповідний момент лопатевої частоти першого порядку отриманий при розрахунках частотного інтервалу;

Q_{rf2} – відповідний момент лопатевої частоти другого порядку отриманий при розрахунках частотного інтервалу.

Якщо максимальний крутний момент двигуна Q_{emax} невідомий, то його значення повинні від-повідати значенням, наведеним у табл. 2.9.2.5.3.3.

2.9.2.5.3.4.3 Посібник з розрахунків крутильних коливань.

Мета моделювання тимчасового інтервалу крутильних коливань полягає у визначенні найбільшого значення зусилля, що скручує, спостережуваного протягом усього терміну служби судна.

Як модель може бути прийнята традиційна схема, використовувана при розрахунках крутильних коливань, що складається із зосереджених мас і пружних моментів.

Для проведення аналізу тимчасового діапазону модель повинна містити в собі процес взаємодії гребного гвинта з кригою, інші значимі взаємодії і середні значення моменту, обумовлені двигуном і середнім гідродинамічним моментом гребного гвинта.

Розрахунки повинні враховувати різницю фаз між взаємодією з кригою і зміною роботи двигуна. Це є надзвичайно важливим для валопроводів з'єднаних напрямку двигунів внутрішнього згорання.

Розрахунки тимчасового інтервалу з метою одержання відповідних моментів повинні проводитися для умов максимально допустимого безперервного навантаження, максимально допустимого безперервного навантаження у швартовному режимі і для резонансних частот обертання лопатевих порядків.

При розрахунках частотного інтервалу навантаження представляється безперервною послідовністю напівсинусоїдальних впливів, а елементи рядів Фур'є визначаються для лопатевої частоти першого і другого порядку. Розрахунки повинні містити в собі весь діапазон частоти обертання і моделювання відповідних резонансів.

2.9.2.5.4 Сила поломки лопаті.

2.9.2.5.4.1 Вигинаюче зусилля лопаті F_{ex} .

Сила, що виникає в результаті поломки лопаті внаслідок вигину із пластичними деформаціями в кореневій частині лопаті повинна розраховуватися або за формулою (2.9.2.5.4.1), або за допомогою іншого відповідного методу розрахунків міцності, який урахує нелінійні пластичні характеристики матеріалу фактично наявної лопаті. При цьому зона поломки лопаті може перебувати поза кореневою частиною.

Граничне зусилля прикладається на відносному радіусі $0,8R$ у напрямку найбільше слабкого перерізу лопаті.

$$F_{ex} = 300ct^2\sigma_{ref}/(0,8D-2r), \text{ кН}, \quad (2.9.2.5.4.1)$$

де: параметри c , t і r визначаються для найслабшої ділянки лопаті за межами галтельного переходу.

2.9.2.5.4.2 Момент, що скручує, Q_{sex} .

Повинний бути визначений максимальний момент, що скручує, який виникає від сили поломки лопаті, прикладеної на відносному радіусі $0,8R$. Сила, що приводить до поломки лопаті, звичайно зменшується при русі від центру лопаті до вхідної і вихідної кромок.

На визначеній відстані від центру обертання лопаті має місце максимальний момент, що скручує. Цей максимальний момент, що скручує, визначається за допомогою відповідного методу розрахунків міцності або наведеної нижче залежності:

$$Q_{sex} = \max(C_{LE0,8}; 0,8C_{TE0,8})C_{spex}F_{ex}, \text{ кНм};$$

$$C_{spex} = 0,7(1-(4EAR/Z)^3),$$

де:

EAR – дискове відношення гребного гвинта.

Якщо значення C_{spex} менше $0,3$, то для C_{spex} повинне застосовуватися значення $0,3$.

$C_{LE0,8}$ – відстань від осі симетрії спрямленого циліндричного перерізу лопаті до вхідної кромки на відносному радіусі $0,8R$;

$C_{TE0,8}$ – відстань від осі симетрії спрямленого циліндричного перерізу лопаті до вихідної кромки на відносному радіусі $0,8R$.

Значення моменту, що скручує, внаслідок дії сили поломки лопаті по довжині вхідного спрямленого циліндричного перерізу лопаті показано на рис. 2.9.2.5.4.2.



Рис. 2.9.2.5.4.2 Сила поломки лопаті і відповідний момент, що скручує, при впливі сили у різних точках по лінії циліндричного перерізу лопаті на відносному радіусі $0,8R$

2.9.2.6 Проектування.

2.9.2.6.1 Принцип проектування.

Конструкція пропульсивної установки повинна відповідати принципу «пірамідальної міцності», згідно з яким ушкодження лопаті і гребного гвинта не повинне привести до якого-небудь значного ушкодження інших елементів пропульсивної установки.

2.9.2.6.2 Лопать гребного гвинта.

2.9.2.6.2.1 Розрахунки напружень, що діють на лопать гребного гвинта.

Напруження на лопаті гребного гвинта повинні розраховуватися для навантажень, зазначених в 2.9.2.5.1.

Метод кінцевих елементів слід використовувати для розрахунків міцності при остаточному схваленні всіх гребних гвинтів. Зазначені нижче формули можна використовувати при оцінці напружень у кореневій частині лопаті для всіх гребних гвинтів ($r/R < 0,5$).

Розміри кореневої частини лопаті, засновані на розрахунках по формулі (2.9.2.6.2.1), можна прийняти навіть у тому випадку, якщо в результаті розрахунків міцності методом кінцевих елементів вийде більше значення напруження в кореневій частині.

$$\sigma_{st} = C_1 M_{BL} / 100 c t^2, \text{ МПа}, \quad (2.9.2.6.2.1)$$

де:

коефіцієнт C_1 — відношення величини фактичного напруження до напруження, визначеного з використанням рівняння прогинів (рівняння пружної лінії балки), яке при відсутності даних може бути прийняте рівним 1,6;

$$M_{BL} = (0,75 - r/R) \cdot R \cdot F,$$

де: $F = F_b$ або F_f , залежно від того, що більше.

2.9.2.6.2.2 Критерій прийнятності.

Розрахункові напруження лопаті гребного гвинта повинні задовольняти наступній умові:

$$\sigma_{ref2} / \sigma_{st} \geq 1,3$$

Якщо при оцінці напружень використовується метод кінцевих елементів, слід використовувати напруження по Мізесу.

2.9.2.6.2.3 Розрахунки утомної міцності лопаті гребного гвинта.

Розрахунки утомної міцності лопаті гребного гвинта засновані на оцінці передбачуваного навантаження протягом терміну служби судна і кривої утоми матеріалу лопаті. Для цього необхідно визначити еквівалентне напруження, яке при 10^8 циклах приводить до того ж утомного ушкодження, що й передбачуване навантаження, а також критерій прийнятності утомної міцності.

У випадку задоволення зазначеного нижче критерію виконання розрахунків утомної міцності відповідно до вимог цього підрозділу не потрібно.

$$\sigma_{exp} \geq B_1 \sigma_{ref2} B_2 \log(N_{ice}) B_3$$

де: B_1 , B_2 і B_3 – коефіцієнти, визначені згідно з табл. 2.9.2.6.2.3-1.

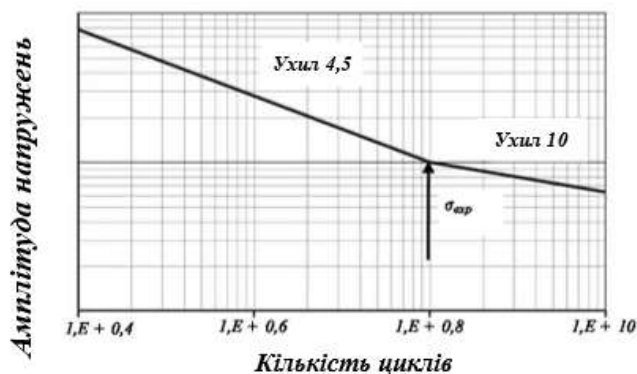


Рис. 2.9.2.6.2.3-1 Крива втоми з двома ухилами

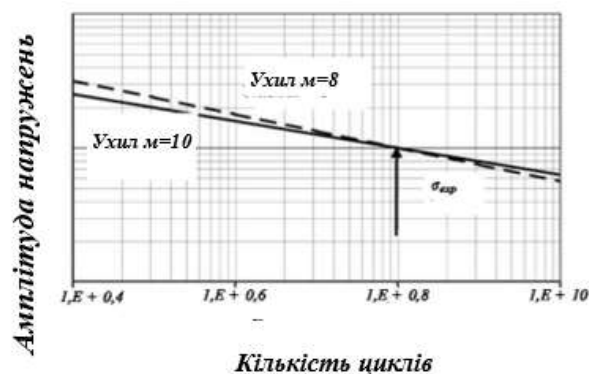


Рис. 2.9.2.6.2.3-2 Крива втоми з постійним ухилом

Таблиця 2.9.2.6.2.3-1

	Гвинт без прямої насадки	Гвинт з прямою насадкою
B_1	0,00246	0,00167
B_2	0,947	0,956
B_3	2,101	2,470

Для розрахунків еквівалентного напруження доступні криві втоми двох типів:

крива втоми із двома ухилами (ухили 4,5 і 10), див. рис. 2.9.2.6.2.3-1;

крива втоми з одним ухилом (ухил може бути обраний), див. рис. 2.9.2.6.2.3-2.

Тип кривої втоми слід вибрати таким чином, щоб вона відповідала властивостям матеріалу лопаті.

Якщо крива втоми невідома, слід використовувати криву втоми з двома ухилами.

2.9.2.6.2.3.1 Еквівалентне напруження.

Еквівалентне напруження для 10^8 циклів, що приводить до того ж утомного ушкодження, що й передбачуване навантаження, що діє протягом терміну служби судна:

$$\sigma_{fat} = \rho(\sigma_{ice})_{max}, \quad (2.9.2.6.2.3.1)$$

де $(\sigma_{ice})_{max} = 0,5((\sigma_{ice})_{fmax} - (\sigma_{ice})_{bmax})$.

При розрахунках середньої амплітуди напружень $(\sigma_{ice})_{max}$ для визначення напружень $(\sigma_{ice})_{fmax}$ і $(\sigma_{ice})_{bmax}$ розглядається комбінація випадків навантаження 1 і 3 (або випадків навантаження 2 і 4), зазначених в 2.9.2.5.1. Випадок навантаження 5 з аналізу утомної міцності виключається.

2.9.2.6.2.3.2 Розрахунки параметра ρ для кривої втоми із двома ухилами.

Параметр ρ співвідносить максимальне льодове навантаження з розподілом льодових навантажень за формулою

$$\rho = C_1(\sigma_{ice})_{max} C_2 \sigma_{ft} C_3 \log(N_{ice}) C_4, \quad (2.9.2.6.2.3.2)$$

де $\sigma_{ft} = \gamma_\epsilon \gamma_v \gamma_m \sigma_{exp}$.

У випадку відсутності фактичних значень допускається приймати $\gamma_\epsilon = 0,67$, $\gamma_v = 0,75$ і $\gamma_m = 0,75$.

Коефіцієнти C_1 , C_2 , C_3 и C_4 указані в табл. 2.9.2.6.2.3.2.

Таблиця 2.9.2.6.2.3.2

	Гвинт без прямої насадки	Гвинт з прямою насадкою
C_1	0,000711	0,000534
C_2	0,0645	0,0533
C_3	-0,0565	-0,0459

C_4	2,22	2,584
-------	------	-------

2.9.2.6.2.3.3 Розрахунки параметра ρ для кривої втоми з постійним ухилом.

Для матеріалів, властивості яких відповідають кривій втоми з постійним ухилом, параметр ρ визначається за формулою

$$\rho = \left(G \frac{N_{ice}}{N_R} \right)^{1/m} (\ln(N_{ice}))^{-1/k}, \quad (2.9.2.6.2.3.2)$$

де: $k = 1,0$ для гвинтів з прямою насадкою;

$k = 0,75$ для гвинтів без прямої насадки.

Значення параметра G зазначено в табл. 2.9.6.2.2.3.3, при цьому при розрахунках значень параметра G для співвідношень m/k , не зазначених у табл. 2.9.6.2.2.3.3, допускається використовувати лінійну інтерполяцію.

Таблиця 2.9.2.6.2.3.3 Значення параметра G для різних співвідношень m/k

m/k	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
G	6	11,6	24	52,3	120	287,9	720	1871	5040	14034	40320	119292	362880	$1,133 \cdot 10^6$	$3,623 \cdot 10^6$

2.9.2.6.2.4 Критерій прийнятності при розрахунках утомної міцності.

Еквівалентне напруження у всіх точках на лопаті повинне задовольняти наступному критерію:

$$(\sigma_{f0} / \sigma_{fat}) \geq 1,5$$

де: $\sigma_f = \gamma_{e1} \gamma_{e2} \gamma_v \gamma_m \sigma_{exp}$.

У випадку відсутності фактичних значень допускається приймати $\gamma_e = \gamma_{e1} = 0,67$, $\gamma_v = 0,75$ і $\gamma_m = 0,75$.

2.9.6.2.3 Маточина гребного гвинта і механізм зміни кроку гвинтостернової колонки (ГСК).

Болти кріплення лопатей, механізм зміни кроку ГСК, маточина гребного гвинта і монтаж з'єднання гребного гвинта і гребного вала повинні бути розраховані таким чином, щоб вони були здатні витримати максимальні і утомні розрахункові навантаження згідно з 2.9.2.5.

Коефіцієнт запасу міцності по умовній границі плинності матеріалу повинен бути більше 1,3, а по утомній міцності – більше 1,5. Крім того, коефіцієнт запасу міцності по виникненню пластичної деформації при поломці лопаті згідно з 2.9.2.5.4 повинен бути більше 1,0.

2.9.2.6.4 Валопровод.

Вали і компонента валопровода, такі як упорні та опорні підшипники, муфти, фланці і ущільнення повинні мати таку конструкцію, щоб витримати навантаження, що виникають у результаті взаємодії гребного гвинта з кригою, згідно з 2.9.2.5.

Коефіцієнт запасу міцності повинен бути не менше 1,3.

2.9.2.6.4.1 Вали і компоненти валопровода.

Сила поломки лопаті, зазначена 2.9.2.5.4.1, не повинна приводити до виникнення пластичної деформації валів і компонентів валопровода.

Повинні бути розглянуті осьова, вигинальна та що крутна складові навантаження, у тому випадку, якщо вони істотні. Для напружень вигину і крутіння коефіцієнт запасу по умовній границі плинності матеріалу повинен бути не менше 1,0.

2.9.2.6.5 Головні ГСК.**2.9.2.6.5.1 Принцип проектування.**

На додаток до наведених вище вимог до розмірів лопаті гребного гвинта головні ГСК повинні бути спроектовані з урахуванням навантаження, що виникає при взаємодії корпусу ГСК з кригою.

Визначаються найбільші навантаження, що діють протягом всього терміну служби судна на корпус ГСК на підставі передбачуваного стану криги і експлуатаційних параметрів судна.

Для визначення граничних навантажень вибираються два основні сценарії.

Приклади навантажень показані на рис. 2.9.2.6.5.1.

На додаток до цього можуть бути визначені відповідні вібрації корпусу ГСК, які відповідні лопатевій частоті.

Розглядаються наступні типові сценарії навантаження:

- .1 взаємодія крижини з корпусом ГСК або на маточиною гребного гвинта;
- .2 просування ГСК через торос, що має шар криги, який змерзся, значної товщини;
- .3 відповідна вібрація ГСК на лопатевій частоті.

Механізм повороту, деталі кріплення і корпус ГСК повинні бути спроектовані з урахуванням навантаження, що виникає при пластичних деформаціях лопаті без її ушкодження.

Повинне розглядатися таке положення лопаті при її деформації, при якому виникають найбільші навантаження на аналізований компонент. Найбільші зусилля діють на корпус ГСК при орієнтації лопаті вертикально вниз.

2.9.2.6.5.2 Найбільші льодові навантаження.

У випадку експлуатації судна в льодових умовах крижини, що перебувають на краях каналу або що відірвалися від шару тороса, який змерзся, можуть впливати на корпус ГСК і маточину гребного гвинта.

Параметри взаємодії з кригою у значній мірі залежать від розміру судна і конструкції корпусу, а також від розташування ГСК. Зусилля при контакті буде зростати при взаємодії ГСК з кригою доти, поки швидкість крижини не досягне швидкості судна.

ГСК повинна витримувати навантаження, що виникають у випадках впливу крижин, визначених в табл. 2.9.2.3-2, на корпус ГСК при експлуатації судна на звичайній швидкості руху в льодових умовах.

Випадки ударних навантажень наведені в табл. 2.9.2.6.5.2-1.

Форма взаємодії приймається напівсферичною. Якщо фактична геометрія взаємодії відрізняється від форми напівсфери, то радіус сфери повинен прийматися таким, щоб одержувана зона контакту, як можна точніше відповідала фактичній геометричній формі взаємодії.

Льодове ударне навантаження повинна розраховуватися із застосуванням формули (2.9.2.6.5.2).

Значення параметрів наведено в табл. 2.9.2.6.5.2-2.

Розрахункова експлуатаційна швидкість у кризі може прийматися або відповідно до даних табл. 2.9.2.6.5.2-3 і 2.9.2.6.5.2-4 або може ураховуватися фактична розрахункова експлуатаційна швидкість розглянутого судна при його русі в кризі.

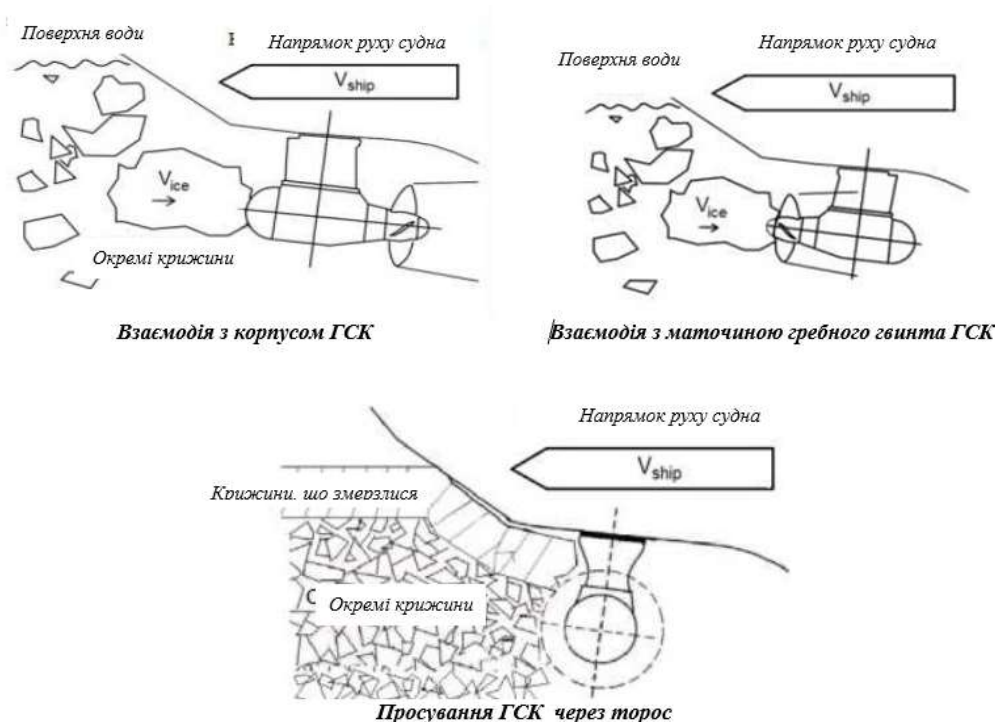


Рис. 2.9.2.6.5.1 Приклади типових сценаріїв навантаження

2.9.2.6.5.2 Найбільші льодові навантаження.

У випадку експлуатації судна в льодових умовах крижини, що перебувають на краях каналу або що відірвалися від шару тороса, який змерзся, можуть впливати на корпус ГСК і маточину гребного гвинта.

Параметри взаємодії з кригою у значній мірі залежать від розміру судна і конструкції корпусу, а також від розташування ГСК. Зусилля при контакті буде зростати при взаємодії ГСК з кригою доти, поки швидкість крижини не досягне швидкості судна.

ГСК повинна витримувати навантаження, що виникають у випадках впливу крижин, визначених в табл. 2.9.2.3-2, на корпус ГСК при експлуатації судна на звичайній швидкості руху в льодових умовах. Випадки ударних навантажень наведені в табл. 2.9.2.6.5.2-1.

Форма взаємодії приймається напівсферичною. Якщо фактична геометрія взаємодії відрізняється від форми напівсфери, то радіус сфери повинен прийматися таким, щоб одержувана зона контакту, як можна точніше відповідала фактичній геометричній формі взаємодії.

Льодове ударне навантаження повинна розраховуватися із застосуванням формули (2.9.2.6.5.2).

Значення параметрів наведено в табл. 2.9.2.6.5.2-2.

Розрахункова експлуатаційна швидкість у кризі може прийматися або відповідно до даних табл. 2.9.2.6.5.2-3 і 2.9.2.6.5.2-4 або може ураховуватися фактична розрахункова експлуатаційна швидкість розглянутого судна при його русі в кризі.

Таблиця 2.9.2.6.5.2-1 Випадки ударних навантажень на ГСК

Випадок навантаження	Зусилля	Область взаємодії	Схема взаємодії
1	2	3	4
Випадок навантаження Т1а Симетрична поздовжня взаємодія ГСК з кригою	F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені симетрично до зони контакту	
Випадок навантаження Т1б Несиметрична поздовжня взаємодія ГСК з кригою	50% від F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до половини зони контакту	
Випадок навантаження Т1с Несиметрична поздовжня взаємодія насадки з кригою	F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до зони контакту. Область контакту дорівнює добутку товщини насадки (H_{nz}) і H_{ice}	

Випадок навантаження	Зусилля	Область взаємодії	Схема взаємодії
1	2	3	4
Випадок навантаження T2a Симетрична поздовжня взаємодія маточини гвинта з кригою	F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені симетрично до зони контакту	
Випадок навантаження T2b Несиметрична поздовжня взаємодія маточини гвинта з кригою	50% від F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до половини зони контакту	
Випадок навантаження T3a Симетрична поперечна взаємодія корпусу ГСК з кригою	F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені симетрично до зони контакту	
Випадок навантаження T3 b Несиметрична поперечна взаємодія корпусу ГСК або насадки з кригою	F_{ti}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені симетрично до зони контакту. Радіус контакту з насадкою R повинен прийматися виходячи з довжини насадки (L_{nz})	

Швидкість поздовжньої взаємодії в табл. 2.9.2.6.5.2-3 і 2.9.2.6.5.2-4 відноситься до основного напрямку руху.

Для тягнучого гребного гвинта швидкість поздовжньої взаємодії використовується для випадку навантаження T2 (взаємодія маточини гвинта з кригою); а для гребного гвинта, що штовхає, швидкість поздовжньої взаємодії застосовується для випадку T1 (взаємодія обтічника ГСК з кригою). Для протилежного напрямку застосовується швидкість при поперечній взаємодії.

$$F_{ti} = C_{DMI} 34,5 R_c^{0,5} (m_{ice} v_s^2)^{0,333}, \text{ кН} \quad (2.9.2.6.5.2-1)$$

де:

R_c – радіус сфери при визначенні геометрії взаємодії, м (див. рис. 10.7.6.5.2);

m_{ice} – маса крижини, кг;

v_s – швидкість судна в момент контакту, м/с;

C_{DMI} – коефіцієнт динамічного посилення для ударних навантажень.

Якщо значення коефіцієнта C_{DMI} невідомі, то він повинен прийматися відповідно до табл. 2.9.2.6.5.2-2.

Для навантажень на ненапівсферичні зони, наприклад, при взаємодії з прямоною насадкою, повинен використовуватися еквівалентний радіус сфери, обумовлений наступною залежністю:

$$R_{seq} = (A/\pi)^{1/2}, \text{ м.} \quad (2.9.2.6.5.2-2)$$

Якщо значення $2R_{seq}$ більше, ніж товщина крижини, то радіус сфери приймається рівним половині товщини крижини.

При визначенні впливу з боку ГСК для визначення радіуса сфери може використовуватися діаметр корпусу колонки.

При визначенні впливу на маточину гребного гвинта для визначення радіуса сфери може використовуватися діаметр маточини.

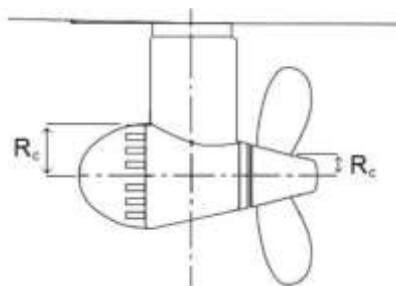


Рис. 2.9.2.6.5.2 Визначення R_c

Таблиця 2.9.2.6.5.2-2

Балтійський льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Товщина розрахункової крижини, яка взаємодіє з ГСК ($\frac{2}{3}$ від H_{ice}), м	1,17	1,0	0,8	0,67
Гранична маса крижини m_{ice} , кг	8670	5460	2800	1600
C_{DMI} (якщо значення невідоме)	1,3	1,2	1,1	1,0

Таблиця 2.9.2.6.5.2-3 Швидкість взаємодії для середнього розташування ГСК в кормі судна

Балтійський льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Поздовжня взаємодія в основному напрямку руху судна, м/с	6	5	5	5
Поздовжня взаємодія у зворотному напрямку (взаємодія маточини гребного гвинта установки, що штовхає, або обтічника гребного гвинта тягнучої установки), м/с	4	3	3	3
Поперечна взаємодія при русі судна вперед носом, м/с	3	2	2	2
Поперечна взаємодія при русі судна кормою вперед (судно подвійного дії), м/с	4	3	3	3

Таблиця 2.9.2.6.5.2-4 Швидкості взаємодії для бортового розташування ГСК в кормі судна, а також для середнього і бортового розташування ГСК в носі судна

Балтійський льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Поздовжня взаємодія в основному напрямку руху судна, м/с	6	5	5	5
Поздовжня взаємодія у зворотному напрямку руху (взаємодія маточини гребного гвинта установки, що штовхає, або обтічника гребного гвинта тягнучої установки), м/с	4	3	3	3
Поперечна взаємодія, м/с	4	3	3	3

2.9.2.6.5.3 Найбільші льодові навантаження, що діють на корпус ГСК при подоланні тороса.

У льодових умовах рух судна звичайно здійснюється в льодових каналах.

При проходженні інших суден судно може зазнати навантаження, обумовлене взаємодією його ГСК зі стінками льодового каналу, що звичайно представляють собою крижаний шар, який змерзся на поверхні, під яким перебувають окремі крижини. На додаток до цього, ГСК може проходити через крижані тороси при русі заднім ходом. Така ситуація, зокрема, може мати місце для суден з балтійським льодовим класом **IA Super**, тому що вони можуть самостійно експлуатуватися у важких льодових умовах. У суден з більше низькими балтійськими льодовими класами також може спостерігатися така ситуація, хоч і при значно меншій швидкості руху судна.

Найбільше навантаження виникає у випадку, коли судно долає торос при русі ГСК спереду на первісній швидкості. Дана ситуація спостерігається, коли судно з ГСК в носовій частині рухається вперед або коли судно з ГСК в кормовій частині рухається заднім ходом. У зв'язку з незначним часом дії такого навантаження динамічні зусилля можуть не враховуватися.

Аналіз повинен виконуватися для випадків навантаження, зазначених в табл. 2.9.2.6.5.3-1, із застосуванням формули (2.9.2.6.5.3).

Значення параметрів для розрахунків наведено в табл. 2.9.2.6.5.3-2 і 2.9.2.6.5.3-3.

Таблиця 2.9.2.6.5.3-1 Випадки навантажень при подоланні торосів

Випадок навантаження	Зусилля	Область взаємодії	Схема взаємодії
Випадок навантаження T4a Симетричне поздовжнє навантаження при подоланні торосів	F_{tr}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені симетрично до зони контакту	
Випадок навантаження T4b Несиметричне поздовжнє навантаження при подоланні торосів	50% від F_{tr}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до половини зони контакту	
Випадок навантаження T5a Симетричне поперечне навантаження при подоланні торосів	F_{tr}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до зони контакту.	
Випадок навантаження T5b Симетричне поперечне навантаження при подоланні торосів на гребні гвинти будь-яких ГСК	50% від F_{tr}	Рівномірно розподілене навантаження або розподілений тиск, які прикладені до половини зони контакту	

Зусилля повинні розглядатися як рівномірно розподілене навантаження або рівномірний тиск на поверхні ГСК.

Розрахункова експлуатаційна швидкість у кризі повинна прийматися відповідно до табл. 2.9.2.6.5.3-2 або табл. 2.9.2.6.5.3-3. Як альтернатива може застосовуватися фактична розрахункова експлуатаційна швидкість судна в кризі.

$$F_H = 32 v_s^{0,66} H_r^{0,9} A_t^{0,74}, \text{ кН}, \quad (2.9.2.6.5.3)$$

де:

v_s – швидкість судна, м/с;

H_r – розрахункова товщина тороса (товщина шару криги, що змерзлася, становить 18% загальної товщини тороса), м;

A_t – проєктна поверхня ГСК, м².

При розрахунках зони контакту при взаємодії ГСК з торосом зона навантаження у вертикальному напрямку обмежена товщиною крижаного тороса, як показано на рис. 2.9.2.6.5.3.

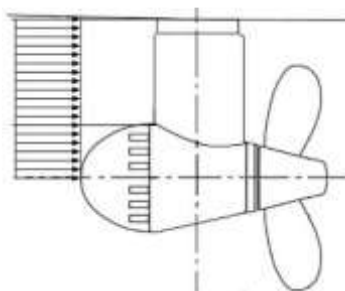


Рис. 2.9.2.6.5.3 Визначення зони контакту при подоланні тороса

Таблиця 2.9.2.6.5.3-2 Параметри для розрахунків максимальних навантажень при проходженні ГСК через крижані тороси. ГСК розташовані в кормі судна. Рух судна здійснюється носом уперед

Балтійський льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Товщина розрахункового шару криги, яка змерзнула, м	1,5	1,5	1,2	1,0
Загальна товщина розрахункового тороса H_r , м	8	8	6,5	5
Первісна швидкість проходження тороса (поздовжні навантаження), м/с	4	2	2	2
Первісна швидкість проходження тороса (поперечні навантаження), м/с	2	1	1	1

Таблиця 2.9.2.6.5.3-3 Параметри для розрахунків максимальних навантажень при проходженні ГСК через крижані тороси. ГСК розташовані спереду, як при експлуатації судна в режимі подвійної дії

Балтійський льодовий клас	IA Super	IA	IB	IC
Товщина розрахункового шару криги, яка змерзлася, м	1,5	1,5	1,2	1,0
Загальна товщина розрахункового тороса H_r , м	8	8	6,5	5
Первісна швидкість проходження тороса (поздовжні навантаження), м/с	6	4	4	4
Первісна швидкість проходження тороса (поперечні навантаження), м/с	3	2	2	2

2.9.2.6.5.4 Критерій прийнятності для статичних навантажень.

Напруження, що діють на ГСК повинні розраховуватися для найбільших навантажень, які очікуються один раз протягом служби судна відповідно до вимог 2.9.2.6.5.

Номінальні напруження по Мізесу, визначені для корпусу ГСК, повинні забезпечувати коефіцієнт запасу міцності 1,3 відносно границі плинності матеріалу. При цьому коефіцієнт запасу міцності відносно стійкості матеріалу до деформації для місцевих напружень повинен бути не менше, ніж 1,0.

Підшипник поворотного механізму, деталі кріплення та інші елементи повинні забезпечувати придатність до експлуатації без виникнення ушкоджень, що вимагають ремонту, при впливі навантажень, зазначених в 2.9.2.6.5.2 і 2.9.2.6.5.3, помножених на коефіцієнт запасу міцності 1,3.

2.9.2.6.5.5 Глобальна вібрація корпусу ГСК.

Оцінка глобальної вібрації корпусу ГСК має важливе значення, якщо збурювання лопатеві частоти першого порядку при частоті обертання гребного гвинта, відповідної до верхньої частини діапазону

потужності валопровода (більше 50% максимальної потужності) перебувають в одному частотному діапазоні із власною частотою коливань ГСК.

Виконання аналізу є обов'язковим і цей аналіз повинен продемонструвати або відсутність резонансу при лопатевій частоті першого порядку при зазначених частотах обертання гребного гвинта, або те, що конструкція ГСК здатна витримувати вібраційні навантаження при резонансі.

При визначенні власної частоти коливань ГСК в поздовжньому і поперечному напрямках по-винні враховуватися загасання коливань і приєднана маса води, а також повинний бути врахований вплив твердості конструкцій судна.

2.9.2.7 Альтернативні методи проєктування.

2.9.2.7.1 Область застосування.

Як альтернатива вимогам, зазначеним в 2.9.2.5 і 2.9.2.6, за узгодженням з Регістром допускається виконання розрахунків по інших методиках з урахуванням розрахункових льодових умов, зазначених в 2.9.2.3, статичної і утомної міцності, а також принципу «пірамідальної міцності» згідно з 2.9.2.6.1.

2.9.2.7.2 Навантаження.

Навантаження на лопать гребного гвинта і компоненти пропульсивної установки повинні враховувати гідродинамічні і льодові навантаження.

2.9.2.7.3 Рівні проєктування.

Розрахунки повинні продемонструвати, що у всіх компонентах системи, що перебувають під дією навантажень, за винятком лопатей гребного гвинта, напруження, що виникають, не перевищують величину умовної границі плинності матеріалу з урахуванням обґрунтованого коефіцієнта запаса міцності, що враховує наявність можливих утомних ушкоджень, концентраторів напружень і неоднорідних властивостей матеріалу.

Також повинен бути виконаний розрахунок крутильних коливань пропульсивної установки, який підтверджує відсутність недопустимих резонансних напружень у результаті взаємодії гребного гвинта з кригою.

2.9.3 Інші вимоги до механічної установки.

2.9.3.1 Система стиснутого повітря.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрязберігачах призначений для пуску головного двигуна, повинен забезпечувати без поповнення не менше 12 послідовних пусків у випадку, якщо для зміни напрямку руху судна з переднього ходу на задній необхідно реверсування двигуна, і не менше 6 послідовних пусків у випадку, якщо для цього реверсування двигуна не потрібно.

У випадку, якщо стиснуте повітря з повітрязберігачів, призначених для пуску головного двигуна, може бути використане для інших споживачів, ємкість повітрязберігачів повинна бути збільшена з урахуванням потреби цих споживачів.

Продуктивність повітряних компресорів повинна бути достатньою для заповнення протягом 1 години повітрязберігачів для головного двигуна, починаючи від атмосферного до розрахункового тиску.

Для суден з льодовим класом **IA Super**, у яких для зміни напрямку руху судна з переднього ходу на задній необхідно реверсування двигуна, заповнення повітрязберігачів повинне здійснюватися за 30хв.

2.9.3.2 Система водяного охолодження.

Система водяного охолодження повинна мати таку конструкцію, щоб був забезпечений достатній водозабір при експлуатації в льодових умовах (лив. також. 4.3.3 частини VIII «Системи і трубопроводи»).

Із цією метою, принаймні, один з кінгстонних ящиків для системи водяного охолодження повинен відповідати наступним вимогам:

.1 кінгстонний ящик повинен бути розташований у районі діаметральної площини судна, якщо можливо, у кормовій його частині;

.2 об'єм кінгстонного ящика повинен становити приблизно 1 м^3 на кожні 750кВт потужності головних, а також допоміжних механізмів, що забезпечують експлуатацію судна;

.3 кінгстонний ящик повинен мати достатню висоту для забезпечення скупчення льоду вище рівня розташування приймальних отворів;

.4 кінгстонний ящик повинен бути обладнаний відливним трубопроводом, який забезпечує відведення усієї охолодної води;

.5 сумарна площа отворів захисних ґрат повинна бути не менше чотириразової площі перерізу приймальних трубопроводів.

У випадку неможливості виконання вимог **2.9.3.2.2** і **2.9.3.2.3** на судні допускається установлення двох кінгстонних ящиків меншого розміру, які по черзі можуть служити для підведення і відведення охолодної води, при цьому вимоги **2.9.3.2.1**, **2.9.3.2.4** і **2.9.3.2.5** повинні бути виконані.

Допускається обладнати верхню частину кінгстонних ящиків обігрівом.

Використання баластної системи для водяного охолодження допускається і може розглядатися як резервне при проходженні судна в баласті, проте не може бути прийняте як заміна виконання зазначених вище вимог до кінгстонного ящику.

2.10 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО МЕХАНІЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ЯК ПАЛИВО

2.10.1 Загальні положення.

2.10.1.1 Всі розміри елементів конструкції корпусу, за винятком спеціально обумовлених у цьому підрозділі, визначаються відповідно до вимог частини II «Корпус» залежно від призначення і конструктивного типу судна.

2.10.1.2 Визначення і пояснення, що відносяться до загальної термінології цієї частини наведені в **1.2**.

У цьому підрозділі додатково прийняті визначення і пояснення, які також дійсні для частин VIII «Системи і трубопроводи» і частин IX «Механізми».

Багатопаливний двигун – двигун, здатний використовувати два і більше різних видів палива, що подаються окремо один від одного.

Безпечна атмосфера – повітряне середовище, в якому концентрація газу нижча рівня відповідного спрацюванню попереджувальної сигналізації про підвищену концентрацію газу в повітрі.

Відкритий простір – простір, відкритий з однієї або декількох сторін, у всіх частинах якого організована ефективна природна вентиляція через постійно відкриті отвори в бічних вигородах і в палубі, розташованій вище.

Вторинний бар'єр – не проникний для рідини зовнішній елемент системи зберігання палива, призначений для тимчасового утримання будь-яких можливих витоків рідкого палива через первинний бар'єр, а також для запобігання зниження температури корпусних конструкцій судна до небезпечного рівня.

Високий тиск – максимальний робочий тиск понад 1,0МПа.

Газ – газоподібне середовище, яке має абсолютний тиск пари, що перевищує 0,28 МПа при температурі 37, 8°C.

Газова зона – зона в якій розміщені газоутримуючі системи і обладнання, включаючи відкриті палубні простори над ними.

Газове паливо – будь-яке вуглеводневе паливо, що має при температурі 37,8°C абсолютний тиск насичених парів по Рейду 0,28МПа і вище.

Газобезпечне машинне відділення – закритий газобезпечний простір із споживачами газового палива, вибухобезпечність якого забезпечується шляхом установлення газоутримуючого обладнання в герметичних оболонках (трубах, вентиляційних каналах, вигородах) для відведення витoku газового палива, при цьому внутрішній простір вигорода і вентиляційних каналів вважається газо-небезпечним.

Газобезпечний простір – простір, який не є газонебезпечним.

Газонебезпечний простір – простір в газовій зоні, який не обладнано схваленим пристроєм, що забезпечує постійну підтримку безпечної атмосфери.

Підрозділяється на вибухонебезпечні зони 0, 1 і 2, межі яких зазначені в **19.12** частини XI «Електричне обладнання».

Газонебезпечне машинне відділення – закритий газонебезпечний простір з споживачами газового палива, вибухобезпечність якого в разі витіку газового палива забезпечується шляхом аварійної зупинки (Emergency Shut Down – ESD) всіх механізмів і обладнання, які можуть служити джерелом запалення.

Газоутримуючі системи – системи, призначені для зберігання, підведення, подачі і відведення газу судновим споживачам.

Газопаливний двигун (ГПД) – тепловий двигун внутрішнього згоряння, здатний працювати тільки з використанням газу, який не може бути переключений на споживання будь-якого іншого виду палива.

Двопаливний двигун (ДПД) – тепловий двигун внутрішнього згоряння, що використовує паливо з низькою температурою спалаху (з запальним паливом), і нафтове рідке паливо. Нафтове паливо може включати дистиляти і залишкове паливо.

Джерело виходу – точка або місце, звідки газ, пара, суспензія або рідини можуть вийти в атмосферу з можливим утворенням вибухонебезпечного середовища

Головний газовий клапан – автоматичний клапан, установлений на трубопроводі подачі газу до кожного двигуна, розташований ззовні машинного приміщення, в якому використовується обладнання для спалювання газового палива.

Ємкість для зберігання палива (ЄЗП) – ємкість, спроектована як первинний резервуар газового палива для зберігання на судні палива в зрідженому чи стиснутому газоподібному вигляді.

Ємкість КПП – ємкість для зберігання компримованого (стиснутого) газового палива.

Ємкість ЗПП – ємкість для зберігання зрідженого газового палива.

Ємкості типу А, В і С – вкладні ЄЗП, які відповідають вимогам до вкладних вантажних ємкостей типу А, В і С, викладених в Кодексі МГП.

ESD (ESD/emergency shutdown) – система аварійного відключення, завданням якої є зупинка по-току або витіку вантажу в надзвичайній ситуації, коли здійснюється передача рідкого вантажу або пари.

Закритий простір – будь-який простір, усередині якого при відсутності штучної вентиляції природна вентиляція обмежена так, що будь-яка вибухонебезпечна атмосфера не піддана природному розсіюванню.

Здвоєний запірний клапан зі спусковим вентилем (ЗЗКзСВ) – комплект з двох встановлених на трубі послідовно клапанів і розташованого між ними третього клапана (вентиля), що дозволяє скинути тиск в трубі на ділянці між двома такими клапанами. Замість трьох окремих клапанів пристрій може складатися також з двох-ходового клапана і запірного клапана.

ЗПП (LNG) – зріджений природний газ, що складається в основному з метану.

ЗНГ (LPG) – зріджений нафтовий газ, що складається, в основному з вуглеводнів (суміші про-пану і бутану в будь-якій комбінації), який може містити в невеликих кількостях інші компоненти, такі як сірководень або алкіли свинцю.

КПП (CNG) – компримований (стиснутий) природний газ, що складається, в основному з метану.

КСТ (PRV/Pressure relief valve) – клапан для скидання тиску (запобіжний клапан для скидання тиску).

MARVS – максимально допустимий настановний тиск підриву запобіжного клапану вантажної ємкості.

MAWP – максимально допустимий робочий тиск.

Межа заповнення (МЗ) – максимально допустимий об'єм рідини в паливній цистерні відносно загального об'єму цистерни, коли температура рідкого палива досягла характеристичного значення.

Мембранні цистерни – не є самонесівними цистернами і складаються з тонкої оболонки, непроникної для рідин і газів (мембрани), що підтримується через ізоляцію прилеглими конструкціями корпусу.

Напівзакритий простір – простір обмежений палубами і перегородками в якому присутня природна вентиляція, але її ефективність істотно відрізняється від звичайної на відкритій палубі.

Небезпечний район – район, де присутнє вибухонебезпечне газове середовище або де може передбачатися його присутність в таких концентраціях, які вимагають особливих запобіжних заходів щодо виготовлення, встановлення та використання обладнання.

Недопустима втрата потужності – нормальну роботу головних двигунів неможливо підтримати або відновити у випадку виходу з ладу одного з допоміжних механізмів відповідального призначення, відповідно до правила II-1/26.3 Конвенції СОЛАС з поправками.

Паливо з низькою температурою спалаху – газоподібне або суднове паливо з температурою спалаху нижче, ніж дозволена іншим чином пунктом 2.1.1 правила II-2/4 Конвенції СОЛАС з поправками.

Приміщення зберігання палива (ПЗП) – закрите приміщення, в якому розташовуються ємкості для зберігання газового палива.

Приміщення обв'язки – приміщення, оточуюче всі трубопроводи обв'язки цистерни і клапани, воно необхідне для цистерн з такими трубопроводами з закритих приміщень.

Приміщення підготовки палива – будь-яке приміщення, де встановлені насоси, компресори або випарники, що служать для підготовки палива.

Розрахункова температура для вибору матеріалів – мінімальна температура, при якій зріджене газове паливо може завантажуватися в паливні цистерни для зрідженого газу або транспортуватися в них.

Розрахунковий тиск парів «Р» – максимальний манометричний тиск у верхній частині цистерни, що використовується при розрахунку цистерни.

Система зберігання палива – устаткування, що служить для розміщення палива, включаючи трубопроводи обв'язки ємкості для зберігання палива.

Система зберігання палива включає первинний і, якщо це передбачене, вторинний бар'єри, ізоляцію, що відповідає певним вимогам до температурних режимів, та будь-які проміжні простори, а також конструкції, що примикають, якщо вони необхідні для опори цих елементів.

Якщо вторинний бар'єр є частиною конструкцій корпусу, він може служити як границі приміщення для розміщення палива.

Приміщення, що оточують паливну цистерну, визначені, як зазначено нижче:

.1 приміщення для розміщення палива – приміщення, обмежене конструкціями корпусу, у якому розташовується система зберігання палива.

Якщо трубопроводи обв'язки цистерни розміщені в приміщенні для розміщення палива, воно буде також приміщенням для трубопроводів обв'язки цистерни;

.2 міжбар'єрний простір – це простір між первинним і вторинним бар'єрами, незалежно від того, заповнений він цілком або частково ізоляцією або іншим матеріалом; і

.3 простір з'єднань ЄЗП – це простір, що оточує всі приєднання ЄЗП до трубопроводів і клапанів, які потрібні для таких ємкостей у закритих приміщеннях.

Споживач газу – будь-яке суднове обладнання, в якому використовується газ як паливо.

Суднове паливо – суднове вуглеводневе паливо нафтового походження, що відповідає вимогам 1.1.2.

Судно, що перебуває на етапі побудови 1 січня 2026 року або після цієї дати, означає судно:

.1 контракт на побудову якого було укладено 1 січня 2026 року або після цієї дати; або

.2 у разі відсутності контракту на побудову - киль якого було закладено або яке перебувало на подібній стадії побудови 1 липня 2026 року або після цієї дати; або

.3 яке було здано в експлуатацію 1 січня 2030 року або після цієї дати

Тиск пари – абсолютний рівноважний тиск насиченої пари над рідиною при певній температурі, МПа.

Характеристична температура— температура, відповідна тиску пари палива в паливній цистерні при настановному тиску запобіжних клапанів скидання тиску (КСТ).

2.10.2 Розміщення на судні ємкостей для зберігання палива.

2.10.2.1 Ємкості для зберігання палива (ЄЗП) як в зрідженому (ЗПГ), так і в стиснутому (КПГ) вигляді можуть розташовуватися безпосередньо на відкритій палубі судна або в спеціальних за-критих приміщеннях в корпусі судна.

У закритих приміщеннях газове паливо в зрідженому вигляді не повинно зберігатися при тиску понад 1 МПа.

У разі розміщення ЄЗП на відкритій палубі або в спеціальній вигородці, виконаній у вигляді напівзакритого приміщення, повинна бути забезпечена достатня природна вентиляція з метою запобігання накопиченню газу, що витік.

У разі якщо ЄЗП проходить через відкриту верхню палубу, в місці проходу повинні бути передбачені мембрани, що забезпечують ущільнення між палубою і ЄЗП. При цьому приміщення, розташоване нижче мембран, розглядається як закритий газонебезпечний простір, а простір вище мембран може розглядатися як відкритий простір.

ЄЗП не повинні встановлюватися під колективними рятувальними засобами за винятком рятувальних плотів, що вимагаються відповідно до **4.1.1.4** частини II «Рятувальні засоби» Правил щодо обладнання морських суден.

2.10.2.2 ЄЗП повинні бути захищені від механічних пошкоджень.

Якщо паливо міститься в системі зберігання палива, що вимагає повного або часткового вторинного бар'єру:

.1 приміщення для розміщення палива повинні бути відокремлені від забортної води другим дном; і

.2 судно повинно мати поздовжні перегородки, що утворюють бортові ємкості.

2.10.2.3 ЄЗП повинні бути захищені від зовнішніх пошкоджень, викликаних зіткненням або посадкою на мілину, в такий спосіб:

.1 паливні цистерни повинні розташовуватися на мінімальній відстані $B/5$ або 11,5м, залежно від того, що менше, виміряній від борта в напрямку всередину судна перпендикулярно до діаметральної площини, на рівні осадки, що відповідає літній вантажній ватерлінії,

де: B - найбільша теоретична ширина судна на рівні осадки, що відповідає літній вантажній ватерлінії (див. правило II-1/2.8 Конвенції СОЛАС з поправками).

Як альтернатива для визначення прийнятного розташування паливних цистерн може бути використаний метод розрахунку, зазначений в 5.3.4 Кодексі МКГ;

.2 як границі кожної паливної цистерни повинні прийматися крайні зовнішні точки конструкції цистерни, включаючи її клапани, в поздовжньому, поперечному і вертикальному напрямках;

.3 відстань захисту для вкладних ЄЗП повинна вимірюватися до оболонки цистерни (основного бар'єру системи зберігання палива). Для мембранних цистерн ця відстань повинна вимірюватися до перегородок, що обмежують з усіх боків ізоляцію цистерни;

.4 ні за яких обставин границі паливної цистерни не повинні розташовуватися ближче відстані до зовнішньої обшивки або до кормової кінцевої частині судна, що визначається, як зазначено нижче:

.4.1 для пасажирських суден: $B/10$, але в будь-якому випадку не менше 0,8м. Проте немає необхідності приймати цю відстань більше $B/15$ або 2м, залежно від того, що менше, якщо зовнішня обшивка відстоїть всередину судна на відстань $B/5$ або 11,5м, залежно від того, що менше, як зазначено в **2.10.3.1**;

.4.2 для вантажних суден:

- .4.2.1** для $V_c \leq 1000\text{м}^3$ — 0,8м;
.4.2.2 для $1000\text{м}^3 < V_c < 5000\text{м}^3$ — $0,75 + V_c \times 0,2/4000\text{м}$;
.4.2.3 для $5000\text{м}^3 \leq V_c < 30000\text{м}^3$ — $0,8 + V_c / 25000\text{м}$; і
.4.2.4 для $V_c \geq 30000\text{м}^3$ — 2м,

де: V_c відповідає 100% розрахункового бруutto-об'єму окремої ЄЗП при температурі 20°C, включаючи куполи і виступаючі частини;

.4.5 крайня нижня границя ЄЗП повинна розташовуватися на мінімальній відстані $B/15$ або 2,0м, залежно від того, що менше, виміряній до теоретичної лінії днищевої обшивки в діаметральній площині;

.4.6 На суднах, у паливних цистернах яких є примальні колодязі, дно колодязя може виступати по верикалі в межах мінімальної відстані, зазначеної в пункті 2.10.2.3.4.5, за умови, що такі колодязі мають настільки малий розмір, наскільки це практично можливо, а глибина їх виступу за настил подвійного дна не перевищує 25% висоти подвійного дна або 350мм, залежно від того, що менше;

.4.7 для суден з кількома корпусами значення B може бути розглянуто окремо;

.4.8 ЄЗП повинні розташовуватися в корму від поперечної площини, яка відступає на відстань $0,08L$, виміряній від носового перпендикуляра, як визначено в правилі II-1/8.1 Конвенції СОЛАС з поправками для пасажирських суден, і до корми від таранної перегородки для вантажних суден,

де: L - довжина, як вона визначена в Міжнародній конвенції про вантажну марку (див. правило II-1/2.5 Конвенції СОЛАС з поправками).

2.10.3 Пристрої для збирання витоків палива.

2.10.3.1 У районах, де можуть мати місце витoki зрідженого газу, здатні завдати шкоди конструкціям корпусу, або там, де необхідно обмежити район впливу наслідків розливу, повинні бути передбачені піддони для збору розлитого зрідженого газу.

Піддони для збору витоків палива необхідні в наступних випадках:

.1 якщо ЄЗП розташована на відкритій палубі, то повинні бути передбачені піддони для захисту корпусу від витоків палива через з'єднання на ЄЗП та інших можливих джерел витоків;

.2 якщо ЄЗП розташована під відкритою палубою, але з'єднання ЄЗП із трубопроводами перебувають на відкритій палубі, то піддони повинні бути передбачені для захисту палуби від витоків із з'єднань та інших можливих; джерел витоків

.3 якщо ЄЗП і з'єднання ЄЗП із трубопроводами розташовані під палубою, то всі з'єднання повинні розташовуватися в приміщенні обв'язки. Піддони в цьому випадку не потрібні.

2.10.3.2 Піддони для збору витоків повинні бути виготовлені з придатного матеріалу.

2.10.3.3 Піддон для збору витоків повинен бути термічно ізольований від конструкцій корпусу судна щоб не піддавати впливу на прилеглі конструкції корпусу або палуби дії неприйнятної охолодження у випадку витоку рідкого палива.

2.10.3.4 Кожен піддон повинен бути обладнаний дренажним клапаном для видалення дощових опадів за борт.

2.10.3.5 Кожен піддон повинен мати достатній об'єм, щоб забезпечити утримання максимального об'єму розливу, визначеного в результаті оцінки ризику.

2.10.4 Машинні приміщення.

2.10.4.1 З метою зведення до мінімуму вірогідності вибуху газу в машинному приміщенні, де розташовані споживаючі газ механізми, може бути застосований один з двох зазначених нижче способів улаштування машинних приміщень:

1 газобезпечні машинні приміщення: улаштування машинних приміщень є таким, що приміщення розглядаються як газобезпечні при будь-яких умовах, як нормальних, так і позаштатних, тобто є газобезпечними за визначенням.

У газобезпечному машинному приміщенні одинична відмова не може призвести витік газового палива в машинне приміщення;

2 машинні приміщення, захищені пристроями аварійного відключення (ESD): улаштування машинних приміщень є таким, що вони розглядаються як безпечні в нормальних умовах, проте в деяких позаштатних умовах вони можуть набути можливість ставати небезпечними. При настанні нештатних умов, що включають пов'язану з газом небезпеку, автоматично спрацюють пристрої ESD небезпечного обладнання (джерел займання), причому обладнання та механізми, що використовуються або перебувають в цих умовах в активному стані, повинні бути безпечного виконання і мати відповідні Свідоцтва.

У машинному приміщенні, захищеному пристроями ESD, допускається одинична відмова з витокм газу в приміщення, за умови його видалення вентиляцією.

Дії з несправностями, що приводять до появи газу в небезпечних концентраціях, наприклад, руйнуванням труб або розривом ущільнень, здійснюються за допомогою запобіжних пристроїв для скидання тиску вибуху і пристроїв ESD.

2.10.4.2 Вимоги для газобезпечних машинних приміщень.

1 одинична відмова в паливній системі не повинна призводити витік газу в машинне приміщення;

2 всі газопроводи в межах границь машинного приміщення повинні бути укладені в газонепроникну оболонку.

2.10.4.3 Вимоги для машинних приміщень, захищених пристроями ESD.

1 захист пристроїв ESD повинен обмежуватися машинними приміщеннями, призначеними для періодично безвахтового обслуговування.

2 повинні бути вжиті заходи для запобігання вибухів, нанесення шкоди в районах за межами машинного приміщення, а також щодо забезпечення резервування подачі енергії.

Повинні бути передбачені, як мінімум, такі заходи і пристрої:

- датчик виявлення газу;
- відсічний клапан;
- резервування;
- ефективна вентиляція.

2.10.4.4 Трубопроводи підведення газу без зовнішньої газонепроникної оболонки допускаються до використання в машинних приміщеннях при виконанні наступних умов:

1 двигуни для забезпечення ходу і вироблення електроенергії повинні розташовуватися в двох або більше машинних приміщеннях, які не мають спільних обмежуючих конструкцій, якщо в документальній формі не представлено свідчення того, що наслідки одиничної відмови не поширяться на обидва приміщення;

2 машинне приміщення, в якому використовується газ, повинно містити лише такий мінімальний набір необхідного обладнання, компонентів і систем, який підтримує роботу механізмів, що споживають газ;

3 повинна бути передбачена стаціонарна система виявлення газу, яка автоматично перериває подачу газового палива і знеструмлює все електричне обладнання або установки, не сертифіковані як безпечні.

2.10.4.5 Розподіл двигунів між різними машинними приміщеннями повинен бути таким, щоб перекривання подачі палива до будь-якого одного з машинних приміщень не приводило до недопустимої втрати потужності.

2.10.4.6 Машинні приміщення, захищені пристроями ESD і розділені однією суміжною перегородкою, повинні мати достатню міцність для того, щоб витримати наслідки місцевого вибуху газу в будь-якому з приміщень, без наслідків для цілісності суміжного приміщення і розташованого в ньому обладнання.

2.10.4.7 Конструкція машинних приміщень, захищених пристроями ESD, повинна передбачати таку їх геометричну форму, яка зводила б до мінімуму скупчення газів або утворення застійних зон.

2.10.4.8 Система вентиляції машинних приміщень, захищених пристроями ESD, повинна бути влаштована відповідно до вимог **12.14** частини VIII «Системи і трубопроводи».

2.10.4.9 Вимоги щодо розміщення та захисту паливних трубопроводів:

.1 паливні трубопроводи не повинні розташовуватися на відстані менше 800мм від бортів судна;

.2 паливні трубопроводи не повинні проходити безпосередньо через житлові приміщення, службові приміщення, приміщення з електрообладнанням або пости керування;

.3 паливні трубопроводи, прокладені через вантажні приміщення накатних суден, приміщення спеціальної категорії і на відкритих палубах, повинні бути захищені від механічних пошкоджень;

.4 газові трубопроводи в машинних приміщеннях, захищених пристроями ESD, повинні розташовуватися настільки далеко, наскільки це практично можливо, від електричних установок і цистерн, що містять легкозаймисті рідини.

2.10.4.10 Газові трубопроводи в машинних приміщеннях, захищених ESD, повинні бути захищені від механічних пошкоджень.

2.10.4.11 Вимоги по конструкції приміщень для підготовки палива.

Приміщення для підготовки палива повинні розташовуватися на відкритій палубі або у відкритому просторі за винятком випадків, коли ці приміщення влаштовані і обладнані відповідно до вимог про приміщення обв'язки паливних танків.

При цьому незалежно від розташування приміщення повинні виконуватися наступні вимоги:

.1 приміщення підготовки палива, повинне безпечно утримувати криогенні витоки;

.2 якщо конструкції, що утворюють границі приміщення підготовки палива, тобто перегородки і палуби, не забезпечені необхідним тепловим захистом, то їхній матеріал повинен мати розрахункову температуру, що відповідає самій низькій можливій температурі, яка може виникнути при ймовірному сценарії максимального витоку;

.3 приміщення підготовки палива повинне бути влаштоване так, щоб запобігати недопустимому охолодженню конструкцій корпусу, що примикають, у випадку витоку криогенних рідин;

.4 приміщення підготовки палива повинне бути розраховане на максимальний тиск, який може з'явитися в процесі такого витоку. Як альтернатива може бути передбачений пристрій скидання тиску, що веде в безпечний район (щогла).

2.10.5 Вимоги до осушувальних систем.

2.10.5.1 Осушувальні системи, встановлені в районах, де може бути присутнім природний газ чи інші види палива з низькою температурою спалаху, повинні відповідати вимогам **7.15** VIII «Системи і трубопроводи».

2.10.6 Вимоги до влаштування входів та інших отворів у закриті приміщення.

2.10.6.1 Прямий доступ з газобезпечного району в небезпечний район не допускається. Якщо подібні отвори необхідні з міркувань експлуатації, повинен бути передбачений повітряний шлюз, що відповідає вимогам **2.10.7**.

2.10.6.2 Якщо розташування приміщення для підготовки палива під палубою схвалено, то воно повинне бути обладнане незалежним засобом доступу безпосередньо з відкритої палуби, наскільки це практично можливо. Якщо окремий засіб доступу з палуби обладнати неможливо, то повинен бути передбачений повітряний шлюз, що відповідає вимогам **2.10.7**.

2.10.6.3 За винятком випадків, коли засіб доступу в приміщення для трубопроводів обв'язки цистерни є незалежним і веде в нього безпосередньо з відкритою палуби, він повинний бути виконаний у вигляді кришки з кріпленням на болтах. Приміщення, в якому присутня кришка з кріпленням на болтах, є небезпечним приміщенням.

2.10.6.4 Якщо доступ в захищене ESD машинне приміщення здійснюється з іншого закритого приміщення на судні, входи повинні бути обладнані повітряним шлюзом, що відповідає вимогам **2.10.7**.

2.10.6.5 Улаштування приміщень, які оброблюються інертним газом, повинно бути таким, щоб був виключений ненавмисний доступ в них персоналу. Якщо доступ в такі приміщення здійснюється не з відкритої палуби, повинно бути забезпечене запобігання витокам інертного газу в суміжні приміщення за допомогою ущільнюючих пристроїв.

2.10.7 Вимоги до повітряних шлюзів.

2.10.7.1 На суднах, що перебувають на етапі побудови 1 січня 2026 року або після цієї дати, повітряний шлюз – це приміщення, яке обмежене газонепроникними перегородками і перекриттями та обладнане двома в істотному ступені газонепроникними дверима, віддаленими одні від одних на відстань щонайменше 1,5м і не більше 2,5м.

Якщо комінгс дверей, що ведуть у небезпечний район, не є предметом вимог Правил про вантажну марку морських суден чи Міжнародної конвенції про вантажну марку, його висота повинна становити не менше 300мм. Двері повинні бути самозакривними без будь-яких засобів їх утримання у відкритому положенні.

2.10.7.2 Повітряні шлюзи повинні мати примусову вентиляцію з надлишковим тиском, відносно сусіднього небезпечного району або приміщення, що примикає.

2.10.7.3 Конструкція повітряного шлюзу повинна виключати можливість попадання газу в безпечні приміщення у випадку найбільше критичного розвитку подій в газонебезпечному приміщенні, що відділене повітряним шлюзом. Оцінка розвитку подій повинна бути здійснена в ході аналізу ризиків відповідно до **4.2.2.15** частини I «Класифікація».

2.10.7.4 Повітряні шлюзи повинні мати просту геометричну форму. Вони повинні забезпечувати вільний і легкий прохід і займати площу палуби не менше 1,5м².

Повітряні шлюзи не повинні використовуватися для інших цілей, наприклад, в якості комор.

2.10.7.5 Повинна бути передбачена система подачі звукових і візуальних сигналів аварійно-попереджувальної сигналізації по обидві сторони повітряного шлюзу для вказівки того, що більше ніж одні з дверей вийшли з положення «закрито».

2.10.7.6 Для газобезпечних приміщень, доступ в які здійснюється з небезпечних приміщень під палубою, якщо засоби доступу захищені повітряним шлюзом, в разі втрати розрідження в небезпечному приміщенні доступ в приміщення повинен бути обмежений до того часу, поки не буде відновлена вентиляція.

При втраті тиску в посту керування з постійною вахтою повинні подаватися звукові та візуальні сигнали аварійно-попереджувальної сигналізації, що вказують як на втрату тиску, так і на відкривання дверей повітряного шлюзу при втраті тиску.

2.10.7.7 Основне обладнання, що вимагається для забезпечення безпеки, не повинно знеструмлюватися і бути сертифіковане як безпечне. Таке обладнання може включати засоби освітлення, виявлення пожежі, систему гучномовного зв'язку та загальні системи аварійно-попереджувальної сигналізації.

2.10.8 Захист екіпажу.

2.10.8.1 На суднах з обладнанням газоутримуючої системи, встановленого в закритих просторах корпусу судна, повинно бути передбачено не менше двох комплектів захисного спорядження, що забезпечує безпеку персоналу при вході в заповнені природним газом простори і роботи в них.

2.10.8.2 У комплект захисного спорядження, зазначений в **2.10.8.1**, повинні входити:

.1 дихальний ізолюючий апарат, що працює на повітрі, з балонами місткістю не менше 1200л вільного повітря;

.2 щільно прилягаючі захисні окуляри, рукавички, захисний одяг і взуття, виконані з матеріалів, що виключають іскроутворення;

.3 рятувальний лінь, що має сталевий сердечник, з обплетенням іскробезпечного виконання;

.4 вибухобезпечний ліхтар.

2.10.8.3 Для дихальних апаратів, зазначених у **2.10.8.2.1**, повинні бути передбачені заповнені повітряні балони загальною місткістю не менше 3600л вільного повітря для кожного апарату.

2.10.8.4 На судні повинні бути медикаменти і медичні прилади, необхідні для надання першої допомоги постраждалим від опіків, обморожень (включаючи криогенні) і отруєння природним газом або продуктами неповного згоряння палива.

2.10.8.5 На судні повинна бути присутня наступна експлуатаційна документація:

.1 інструкція з бункерування газового палива;

.2 інструкція з інертизації і дегазації;

.3 інструкція з використання газового палива;

.4 інструкції, що описують дії екіпажу в аварійних ситуаціях, які можуть виникнути при операціях з газовим паливом.

2.10.8.6 На судні повинен бути передбачений план періодичних перевірок і технічного обслуговування обладнання, пов'язаного з використанням газу як палива.

2.10.9 Конструкція ємкостей для газового палива.

2.10.9.1 Загальні вимоги до зберігання газового палива.

2.10.9.1.1 Природний газ в рідкому стані може зберігатися при максимально допустимому установчому тиску запобіжних клапанів (MARVS) до 1,0МПа.

2.10.9.1.2 Максимально допустимий робочий тиск (MAWP) ємкості газового палива не повинен перевищувати 90% максимально допустимого установочного тиску запобіжних клапанів (MARVS).

2.10.9.1.3 Система зберігання палива, розміщена під палубою, повинна бути газонепроникною відносно прилеглих приміщень.

2.10.9.1.4 Всі трубопроводи обв'язки цистерни, арматура, фланці і клапани цистерни повинні бути укладені в газонепроникних приміщеннях, за винятком випадку розміщення трубопроводів обв'язки на відкритій палубі.

У випадку витoku палива з трубопроводів обв'язки приміщення трубопроводів обв'язки повинно утримувати витік з цистерни без небезпечного підвищення тиску.

Приміщення обв'язки ЄЗП може знадобитися також і для резервуара на відкритій палубі для суден, у яких обмеження небезпечних зон є критичним для безпеки. Крім того, приміщення обв'язки ЄЗП може знадобитися для забезпечення захисту важливого устаткування, пов'язаного з безпекою газової паливної системи (арматури ЄЗП, запобіжних клапанів, контрольно-вимірювальних приладів) від впливу навколишнього середовища.

Приміщення обв'язки може містити деяке механічне обладнання, яке не є джерелом запалення, а розглядається тільки як потенційне джерело витoku газу, наприклад, випарники або теплообмінні апарати. У цьому випадку таке приміщення обв'язки не розглядається як приміщення підготовки палива.

2.10.9.1.5 З'єднання трубопроводів, що ведуть до ЄЗП, повинні розташовуватися вище найвищого рівня рідини в цистерні, крім ємкостей для зберігання палива типу С. Проте з'єднання, розташовані нижче найвищого рівня рідини в цистерні, можуть бути прийняті також і для інших типів ємкостей після спеціального розгляду.

2.10.9.1.6 Кожна ємкість для зберігання газового палива (ЗПГ або КПГ) повинна бути обладнана дистанційно-керованим відсічним запірним клапаном, розташованим на будь-якому трубопроводі пов'язаному з нею або на ній безпосередньо.

Патрубок між цистерною і відсічним клапаном, в разі відмови якого відбудеться розлив ЗПГ, повинен мати надійність, що дорівнює надійності цистерни типу С, з допустимими напруженнями, що не перевищують менше із значень $R_m/2,5$ або $R_e/1,2$, де R_e - мінімальна границя плинності при кімнатній температурі, а R_m - мінімальна границя міцності на розтягування при кімнатній температурі.

2.10.9.1.7 Розрахункова температура для матеріалу конструкцій приміщення для трубопроводів обв'язки повинна відповідати самій низькій температурі, якій він може піддатися при ймовірному сценарії витoku в максимальному об'ємі. Приміщення для трубопроводів обв'язки повинне бути розраховане на максимальний тиск, який може розвинути в процесі такого витoku. Як альтернатива може бути передбачений пристрій скидання тиску, що веде в безпечний район (щогла).

2.10.9.1.8 Розмір ймовірного максимального об'єму витoku в приміщенні трубопроводів обв'язки повинен визначатися на основі проєктних розрахунків, виконаних з врахуванням параметрів роботи систем виявлення і відключення.

2.10.9.1.9 Якщо з'єднання трубопроводів розташовуються нижче рівня рідини в цистерні, трубопроводи повинні бути захищені вторинним бар'єром до першого клапана.

2.10.9.1.10 Якщо ємкості ЗПГ розташовуються на відкритій палубі, сталеві конструкції повинні бути захищені від можливих витоків з трубопроводів обв'язки та інших джерел витoku за допомогою піддонів для збору витоків палива.

Матеріал повинен мати розрахункову температуру, що відповідає температурі палива, що зберігається при атмосферному тиску.

Для цілей захисту сталевих конструкцій судна необхідно враховувати тиск в цистернах, що відповідає нормальній експлуатації.

2.10.9.1.11 Повинні бути передбачені засоби, за допомогою яких зріджений газ може бути видалений з ємкостей ЗПГ безпечним способом.

2.10.9.1.12 Повинна бути передбачена можливість спорожнення, продування і вентиляції цистерн для зберігання палива з використанням паливопроводів. На судні повинні бути передбачені інструкції з виконання таких процедур.

Інертизація з використанням інертного газу повинна передувати вентиляванню сухим повітрям з метою уникнути скупчення вибухонебезпечного середовища в цистернах і паливопроводах. Вимоги до системи інертизації зазначені в **12.15** частини VIII «Системи і трубопроводи».

2.10.9.1.13 У випадку, якщо на судні здійснюється робота головних двигунів тільки на газовому паливі, повинно бути передбачено не менше двох ємкостей для зберігання газового палива приблизно рівної місткості, які повинні розташовуватися в окремих приміщеннях.

2.10.9.1.14 Всі ЄЗП повинні бути обладнані системою скидання тиску, що відповідає конструкції системи зберігання палива, а також виду палива, що знаходиться в них.

Трюмні приміщення для розміщення палива, міжбар'єрні простори, приміщення для трубо-проводів обв'язки цистерни які можуть бути піддані дії тиску, що перевищує їхні розрахункові характеристики, також повинні бути обладнані придатними системами скидання тиску.

Система скидання тиску повинна бути незалежною від систем регулювання тиску, зазначених в **2.10.10**.

2.10.9.2 Ємкості для зберігання зрідженого газового палива (ємкості ЗПГ).

2.10.9.2.1 Ємкості ЗПГ повинні бути спроектовані відповідно до вимог розділу **6.4** Кодексу МГП і виготовлені підприємствами, що мають Свідоцтво про визнання виробника.

2.10.9.2.2 Всі ємкості ЗПГ повинні бути обладнані запобіжними клапанами відповідно до вимог розділу **6.7** Кодексу МГП (див. також **3.3.4** частини VI «Системи і трубопроводи» Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом).

2.10.9.2.3 Випускні отвори газовідвідних труб від запобіжних клапанів повинні бути розташовані над відкритою верхньою палубою на висоті не менше $B/3$ або 6м, залежно від того, що більше, і 6м над майданчиком робочої зони і носовим і кормовим перехідним містком.

Система газовідвідних труб повинна бути сконструйована таким чином, щоб газ, який виходить, направлявся вгору, а можливість попадання в систему води і снігу була зведена до мінімуму.

2.10.9.2.4 Всі випускні отвори газовипускних труб повинні розташовуватися на відстані не менше 10м від:

- найближчого забірника повітря або отворів в житлових і службових приміщеннях і постах керування або від інших газобезпечних приміщень;
- вихідних отворів з машинного відділення.

2.10.9.2.5 Ємкості ЗПГ повинні бути обладнані системою регулювання тиску, зазначеною в **2.10.10**.

2.10.9.3 Ємкості для зберігання компримованого (стиснутого) газового палива (ємкості КПГ).

2.10.9.3.1 Ємкості КПГ повинні бути спроектовані відповідно до вимог частини Х «Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском» або інших відповідних стандартів по улаштуванню посудин для зберігання газу під тиском, узгоджених з Адміністрацією.

Як ємкості КПГ можуть застосовуватися стандартні балони, для яких необхідно провести роз-рахунок допустимого тиску або спеціально спроектовані посудини під тиском.

2.10.9.3.2 Кожна ємкість для зберігання компримованого газового палива повинна бути обладнана запобіжними клапанами з тиском підриву менше розрахункового тиску цистерни.

Запобіжні клапани ємкостей КПГ, розмішені в корпусі або на відкритій палубі, повинні бути з'єднані з газовідвідними трубами.

Випускні отвори газовідвідних труб від запобіжних клапанів повинні відповідати вимогам **2.10.9.2.3** і **2.10.9.2.4**.

2.10.9.3.3 У випадку пожежі, яка може впливати на цистерну, повинні бути передбачені відповідні заходи скидання тиску.

2.10.9.3.4 Як правило, зберігання КПГ в закритих приміщеннях не допускається, проте може бути дозволене при виконанні на додаток до вимог, зазначених у **2.10.9.1.4** і **2.10.9.1.6**, наступних умов:

.1 передбачені належні засоби для скидання тиску і інертизації цистерни у випадку пожежі, яка може на неї впливати;

.2 всі поверхні в таких закритих приміщеннях, де зберігається КПГ, забезпечені придатним термічним захистом від витоків газу при високому тиску і обумовленої ними конденсації, якщо перегородки не розраховані на дію найнижчої температури, яка може мати місце в результаті роз-ширення газу, що вийшов; і

.3 в закритих приміщеннях, де зберігається КПГ, передбачена стаціонарна система пожежогасіння. Крім того, повинні бути передбачені спеціальні засоби гасіння факельного горіння.

2.10.9.3.5 Ємкості КПГ повинні кріпитися до корпусу судна таким чином, щоб запобігти можливості їхнього зміщення під дією динамічних або статичних навантажень.

Ємкості і опори повинні розраховуватися з урахуванням статичного крену 30°.

Опори і вузли кріплення повинні розраховуватися з урахуванням навантажень, визначених відповідно до **6.4.9.4** Кодексу МГП.

2.10.9.4 Правила для знімних цистерн для зрідженого газового палива.

2.10.9.4.1 Конструкція цистерни повинна відповідати вимогам Кодексу МГП для вкладних ємкостей типу С. Підтримуючі конструкції (рама контейнера або шасі вантажного автомобіля) повинні бути сконструйовані відповідно зі своїм призначенням.

2.10.9.4.2 Знімні паливні цистерни повинні розміщуватися в призначених для них місцях, обладнаних:

.1 засобами механічного захисту цистерн з урахуванням місця їх розміщення на судні і не-безпеки пошкодження при проведенні вантажних операцій;

.2 у разі розміщення на відкритій палубі: захистом від розливу і системами водяного зрошення та охолодження; і

.3 в разі розміщення в закритому приміщенні: приміщення повинно розглядатися як приміщення для трубопроводів обв'язки цистерни.

2.10.9.4.3 Знімні паливні цистерни, коли вони з'єднані з судновими системами, повинні бути за-кріплені на палубі.

Устрій опор і кріплення цистерн повинен бути розрахований на дію максимальних очікуваних статичних і динамічних кутів нахилу, а також на дію максимальних очікуваних значень пришвидшення з урахуванням характеристик судна і місця розміщення цистерн.

2.10.9.4.4 Повинні бути враховані міцність і вплив знімних цистерн на остійність судна.

2.10.9.4.5 З'єднання з судовими паливними трубопроводами повинно здійснюватися за допомогою схвалених гнучких шлангів або інших придатних засобів, призначених для забезпечення належної гнучкості з'єднання.

2.10.9.4.6 Повинні бути передбачені засоби обмеження кількості рідини, що може вилитися у випадку ненавмисного роз'єднання або руйнування тимчасових з'єднань.

2.10.9.4.7 Система скидання тиску знімних цистерн повинна бути з'єднана зі стаціонарною системою газовідведення.

2.10.9.4.8 Системи керування знімними паливними цистернами і їхнього моніторингу повинні бути включені до судової систему керування і моніторингу.

Система безпеки знімних паливних цистерн повинна бути включена в судову систему безпеки (наприклад, системи перекриття клапанів цистерни, системи виявлення витоків газу).

2.10.9.4.9 Повинний бути забезпечений безпечний доступ до трубопроводів обв'язки цистерни для здійснення перевірок і технічного обслуговування.

2.10.10 Система регулювання тиску і температури палива при зберіганні.

2.10.10.1 На суднах, що перебувають на етапі побудови 1 січня 2026 року або після цієї дати, за винятком цистерн для зрідженого газового палива, розрахованих для роботи за повного манометричного тиску парів палива при температурі зовнішнього середовища, яка є верхньою межею розрахункового діапазону температур, тиск і температура в цистернах для зрідженого газового палива повинні постійно підтримуватися в межах їхніх розрахункових діапазонів за допомогою прийнятних для Адміністрації засобів, наприклад, за допомогою одного або кількох із таких методів:

- .1 повторного зрідження пари;
- .2 термічного окислення парів;
- .3 акумулювання тиску;
- .4 охолодження зрідженого газового палива.

Обраний метод повинен забезпечити підтримання тиску в цистерні нижче настановного тиску клапанів для скидання тиску протягом 15 діб при допущеннях про вміст заповнену цистерну при нормальному експлуатаційному тиску і неробочому стані судна, тобто коли енергія виробляється тільки для внутрішніх господарських потреб.

2.10.10.2 Загальна продуктивність системи повинна забезпечувати можливість регулювання тиску в межах розрахункових умов без відведення парів в атмосферу.

Система також повинна допускати випадки повної відсутності парів або їхнього низького надходження.

Відведення парів палива для регулювання тиску в цистерні неприйнятне, за винятком над-звичайних ситуацій.

Тиск і температура в ємкостях ЗПГ повинні постійно контролюватися і підтримуватися в допустимих межах протягом мінімум 15 діб після спрацювання системи забезпечення безпеки, необхідної згідно з **7.23.3** частини XI «Електричне обладнання»

Спрацювання системи забезпечення безпеки саме по собі не вважається надзвичайною ситуацією.

2.10.10.3 Для необмеженої експлуатації верхніми значеннями температурних діапазонів повинні бути 32°C для забортної води і 45°C для повітря.

Для експлуатації в особливо жарких або холодних районах вказані значення розрахункових температур повинні бути збільшені або зменшені за погодженням з Регістром.

2.10.10.4 Система повторного зрідження повинна бути спроектована і розрахована за допомогою одного із зазначених нижче способів:

.1 система прямої дії, в якій вантаж, що випарувався, піддається стисканню, конденсації і повертається в паливні цистерни;

.2 система непрямой дії, в якій паливо або паливо, що випарувалося, охолоджується або конденсується холодоагентом без стискання;

.3 комбінована система, в якій паливо, що випарувалося, піддається стисканню і конденсується в теплообміннику палива/холодоагенту, і повертається в паливні цистерни; або

.4 якщо система повторного зрідження в ході регулювання тиску в межах розрахункових умов виробляє відходи, що містять метан, такі газові відходи, наскільки це практично можливо, повинні бути утилізовані без відведення їх в атмосферу.

2.10.10.5 Термічне окислення може бути здійснено або використанням парів відповідно до правил для споживачів, наведеними в **2.10.10**, або спалюванням в спеціально призначеній для цього установці для спалювання газу (УСГ).

Повинна бути продемонстрована достатня продуктивність системи окислення для обробки не-обхідної кількості парів. При цьому необхідно враховувати періоди, коли судно має малий хід і коли споживання газу пропульсивною установкою і іншими споживачами на судні відсутнє.

2.10.10.6 Холодоагенти або допоміжні речовини, які використовуються для охолодження палива, повинні бути сумісні з тими видами палива, з якими вони можуть взаємодіяти (без ініціювання будь-яких небезпечних реакцій або утворення активних продуктів, що викликають корозію). Крім того, при використанні декількох холодоагентів вони повинні бути сумісними між собою.

2.10.10.7 Резервування системи регулювання та її допоміжних пристроїв повинно бути таким, щоб у випадку одиничної відмови (механічного елемента, що не має статичного характеру, або елемента системи керування) тиск і температура в паливній цистерні могли підтримуватися за допомогою іншої системи або пристрою.

2.10.10.8 Теплообмінні апарати, необхідні для підтримання тиску і температури в паливних цистернах в діапазоні їх розрахункових значень, повинні резервуватися, за винятком випадку, коли їхня продуктивність більше ніж на 25% перевищує найбільшу продуктивність, що вимагається, необхідну для регулювання тиску, і якщо вони можуть бути відремонтовані на судні без залучення сторонніх ресурсів.

2.11 ВИМОГИ ДО МЕХАНІЧНИХ УСТАНОВОК СУДЕН, ОБЛАДНАНИХ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

2.11.1 Область застосування. Загальні вимоги.

2.11.1.1 Вимоги цього підрозділу ставляться до головних пропульсивних установок, аварійних і допоміжних механізмів і систем відповідального призначення, необхідних для забезпечення життєдіяльності команди і безпеки суден, призначених для тривалої експлуатації при низьких температурах.

Суднам, що відповідають вимогам цього підрозділу, до основного символу класу судна може бути доданий додатковий знак **WINTERIZATION(DAT)**. У дужках вказується розрахункова зовнішня температура в градусах Цельсія (°C), наприклад **WINTERIZATION(-40)** (відповідні вимоги див. **2.2.30** частини I «Класифікація»).

2.11.1.2 Визначення і пояснення, що відносяться до загальної термінології цієї частини наведені в **1.2**.

У цьому підрозділі додатково прийняті визначення і пояснення, які також дійсні для частин VIII «Системи і трубопроводи» і IX «Механізми».

Відкрите приміщення – приміщення, що має вихід на відкриту палубу, який не обладнаний закриттям або повинен бути тривалий час відкритий за умовами експлуатації установленого в приміщенні обладнання.

Закрите приміщення – приміщення, що має вихід на відкриту палубу, який обладнаний відповідним закриттям.

Експлуатаційні рідини – паливно-мастильні рідини і гідравлічні масла, за винятком суднового палива, необхідні для нормальної експлуатації судна і його обладнання.

Розрахункова зовнішня температура (Design Ambient Temperature, DAT) – температура зовнішнього повітря в градусах Цельсія, використовувана як критерій для вибору і випробувань матеріалів і обладнання, підданих впливу низьких температур.

Розрахункова температура конструкції – температура в градусах Цельсія, прийнята для вибору конструкційного матеріалу. При відсутності в Правилах або в цьому підрозділі додаткових вказівок, як розрахункова температура конструкції приймається розрахункова зовнішня температура.

2.11.1.3 Розрахункові температури.

.1 Значення розрахункової зовнішньої температури встановлюється судновласником виходячи з призначення судна і умов його експлуатації.

.2 В цьому підрозділі передбачені наступні стандартні значення розрахункової зовнішньої температури:

- 30°C (додатковий знак **WINTERIZATION(-30)**);
- 40°C (додатковий знак **WINTERIZATION(-40)**);
- 50°C (додатковий знак **WINTERIZATION(-50)**).

Застосування вимог цього підрозділу для розрахункових зовнішніх температур вище -30°C, а також для проміжних значень визначається Регістром за узгодженням із судновласником.

.3 Розрахункова зовнішня температура не може бути прийнята вище зазначеної в 1.2.3.3 частини II «Корпус» для відповідного льодового класу судна.

.4 Для обладнання і механізмів, установлюваних на відкритих палубах, а також у відкритих приміщеннях, як розрахункова температура конструкції повинна прийматися розрахункова зовнішня температура.

Для обладнання і механізмів, установлюваних в закритих приміщеннях, що не обігріваються, які межують з зовнішнім середовищем і з закритими суміжними приміщеннями, що не обігріваються, як розрахункова температури конструкції повинна прийматися розрахункова зовнішня температура.

Для обладнання і механізмів, установлюваних закритих приміщеннях, що не обігріваються, які межують з зовнішнім середовищем і з закритими суміжними приміщеннями, що обігріваються, як розрахункова температури конструкції повинна прийматися температура на 20°C вище розрахункової зовнішньої температури.

2.11.2 Механічні установки.

2.11.2.1 Пропульсивні установки суден льодового плавання з додатковими знаками **WINTERIZATION(-30)**, **WINTERIZATION(-40)** і **WINTERIZATION(-50)** повинні забезпечувати підтримання розрахункової потужності і необхідного розрахункового моменту на гребних валах у діапазоні частот обертання, відповідних до умов і режимів експлуатації згідно встановленому льодовому класу.

2.11.2.2 Повинні бути передбачені засоби, що забезпечують уведення в дію механізмів при неробочому стані судна без допомоги ззовні, а також забезпечення зберігання і підведення до аварійного дизель-генератору палива, що має температуру застигання на 5°C нижче розрахункової зовнішньої температури, зазначеної в дужках додаткового знака **WINTERIZATION(DAT)**.

Як альтернатива на судні можуть бути передбачені автономні переносні засоби для забезпечення введення в дію механізмів при неробочому стані судна.

2.11.2.3 Механізми, валопровод, котли та інші посудини під тиском, а також трубопроводи систем і арматури по своїй конструкції повинні зберігати працездатність у період відстою судна при розрахунковій зовнішній температурі.

2.11.2.4 На судах з додатковими знаками **WINTERIZATION(-40)** і **WINTERIZATION(-50)** підведення повітря до головних двигунів не повинне приводити до переохолодження машинного приміщення.

Повинні бути передбачені технічні засоби, що виключають можливість підвищення механічного навантаження на циліндропоршневу групу і підшипники головних двигунів через шкідливий вплив знижених температур продувного повітря.

2.11.2.5 У випадку використання екологічно агресивних мастильно-охолоджувальних матеріалів конструкція дейдвудних ущільнень не повинна допускати протікань поза корпусом судна при їхній роботі в межах специфікаційних режимів. Протікання, що допускаються, нетоксичних і біологічно нейтральних мастильно-охолоджувальних матеріалів не розглядаються як забруднення із суден.

2.11.2.6 Повинні бути передбачені технічні засоби, які забезпечують повною мірою, повертання валопровода при тривалій стоянці судна в згуртованій кризі.

2.11.2.7 На судах з додатковими знаками **WINTERIZATION(-40)** і **WINTERIZATION(-50)**, як правило, повинне бути не менше двох допоміжних котлів.

2.11.2.8 Як правило, повинні використовуватися сталеві збірні 4-лопатеві гребні гвинти.

2.11.2.9 Судна повинні бути обладнані технічними засобами для заміни дефектних лопатей гребних гвинтів на плаву.

2.12 ВИМОГИ ДО СУДЕН, ПІДГОТОВЛЕНИХ ДО ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗУ, ЯК ПАЛИВА

2.12.1 Загальні положення і сфера поширення.

Вимоги цього підрозділу поширюються на судна, підготовлені до переобладнання для використання газу як палива. Знак **GRS** (Gas Ready Ship) може бути присвоєний суднам, відмінним від газозовів, що перевозять зріджений природний газ (ЗПГ), з опрацьованими аспектами проєктування, необхідними для підготовки судна до експлуатації на газовому паливі.

Метою проєкту переобладнання судна, який повинен бути розроблений для присвоєння судну знаку **GRS**, повинно бути зменшення витрат при переобладнанні судна для переходу на газове паливо, мінімізація корпусних робіт, максимальне збереження існуючих корпусних конструкцій та існуючого механічного обладнання.

На момент присвоєння додаткового знаку **GRS** судно повинно використовувати тільки суднове паливо з температурою спалаху понад 60°C, при цьому на судні повинна бути виконана підготовка до переобладнання для використання газу як палива. Після переобладнання таке судно повинно відповідати вимогам Міжнародного кодексу безпеки суден, що використовують гази та інші види палива з низькою температурою спалаху (Кодекс МГП (IGF)) та вимогам **2.10**.

Після закінчення переобладнання судна для використання газу як палива, судну повинен бути наданий додатковий знак **GFS**, при цьому додатковий знак **GRS** знімається.

2.12.2 Знаки символу класу

2.12.2.1 Суднам, підготовленим для використання газу як палива, відповідно до цього підрозділу, до основного символу класу додається додатковий знак **GRS**. Мінімальний обсяг вимог, які повинні бути виконані для присвоєння знаку **GRS** пов'язані тільки з проєктуванням та вказані **2.12.5**.

2.12.2.2 Окрім знаку **GRS** передбачаються додаткові знаки, які уточнюють готовність судна до переобладнання для переходу на газове паливо, якщо на судні крім вимог, зазначених в **2.12.5**, виконуються такі додаткові вимоги:

GRS-D – проєкт переобладнання судна схвалений Регістром, причому на судні виконуються вимоги, зазначені в **2.12.6**;

GRS-H – у процесі побудови на судні виконані необхідні підкріплення корпусу судна в місцях встановлення ємкостей для зберігання палива (ЄЗП) та іншого додаткового обладнання в обсязі, зазначеному в **2.12.7**;

GRS-T – у процесі побудови на судні встановлено ємкість ЗПГ, і виконуються вимоги, зазначені в **2.12.8**;

GRS-P – на судні встановлені трубопроводи газового палива та інші спеціальні системи, а також виконуються вимоги, зазначені в **2.12.9**;

GRS-E – споживачі газового палива, які встановлені на судні, є двопаливними, та виконуються вимоги, зазначені в **2.12.10**.

При виконанні відповідних вимог на додаток до **GRS** може бути додано одночасно кілька знаків, наприклад **GRS-D-H-T**.

2.12.3 Терміни і визначення

На додаток до визначень, наведених в **2.10** цієї частини Правил та **1.2** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом, для цілей цього підрозділу прийнято наступне визначення.

Переобладнання — переобладнання судна, спочатку не призначеного для використання газу як палива, з метою приведення його у відповідність з вимогами Кодексу МГП, діючими на момент початку переобладнання.

2.12.4 Технічна документація

На додаток до технічної документації, вказаної в розділі **4** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден, Регістру повинна бути надана документація відповідно до переліку, зазначеного в **4.2.2, 4.2.10 ÷ 4.2.13** вищевказаного розділу, для суден з додатковим знаком **GFS**.

Додатково у спеціальній пояснювальній записці або іншому документі проєкту повинна бути надана інформація про переобладнання судна, що містить як мінімум наступне:

- загальні дані щодо судна після переобладнання;
- елементи систем та механічного обладнання, необхідні для використання газу та встановлювані при переобладнанні судна;
- елементи систем та механічного обладнання, необхідні для використання газу та встановлювані при побудові судна;
- креслення корпусних конструкцій з необхідними розрахунками, що можуть змінюватись у процесі переобладнання судна;
- креслення корпусних конструкцій та фундаментів, необхідних для механічного обладнання, які мають бути встановлені при переобладнанні судна.

2.12.5 Мінімальні вимоги до суден із знаком **GRS** у символі класу

2.12.5.1 Проєкт переобладнання судна повинен бути схвалений на відповідність судна після переобладнання вимогам Кодексу МГП та правил РУ для суден із знаком **GFS** у символі класу. Проєкт повинен включати схвалення технічної документації ЄЗП.

2.12.5.2 На судні повинно бути передбачене місце для встановлення ЄЗП відповідно до **2.10.2** цієї частини Правил. Якщо це закрите приміщення, то повинен бути представлений проєкт систем, що забезпечують газобезпечність цього приміщення (вентиляція, контроль загазованості тощо).

2.12.5.3 ЄЗП повинні бути враховані у розрахунках остійності судна.

2.12.5.4 Повинні бути виконані необхідні розрахунки підкріплення корпусу судна для встановлення ЄЗП та обладнання для підготовки палива.

2.12.5.5 Встановлений на судні двигун повинен допускати конвертацію на газове паливо. Двигуни, що використовують газове паливо, повинні мати типові схвалення.

2.12.6 Вимоги до суден із знаком **GRS-D** у символі класу

2.12.6.1 Повинні виконуватись вимоги **2.12.5**.

2.12.6.2 Повинні виконуватись вимоги **2.10.2 ÷ 2.10.7** цієї частини Правил у обсязі, що дозволяє провести переобладнання судна без репланування судових приміщень.

2.12.6.3 Повинні виконуватись вимоги **6.8.2** частини VI «Протипожежний захист» цих Правил у обсязі, що дозволяє провести переобладнання судна без зміни класу вогнестійкості корпусних конструкцій.

2.12.6.4 Подача насосів водопожежної системи має відповідати вимогам **6.8.3** і **6.8.4** частини VI «Протипожежний захист» цих Правил.

2.12.6.5 Система вентиляції повинна відповідати вимогам **12.14.1 ÷ 12.14.5** частини VIII «Системи і трубопроводи» цих Правил.

2.12.6.6 Осушувальна система повинна відповідати вимогам **7.15** частини VIII «Системи і трубопроводи» цих Правил.

2.12.6.7 Електричне обладнання повинне відповідати вимогам розділу **23** частини XI «Електричне обладнання» цих Правил.

2.12.7 Вимоги до суден із знаком GRS-H у символі класу

2.12.7.1 Повинні виконуватись вимоги **2.12.6** до суден із знаком **GRS-D** у символі класу.

2.12.7.2 Повинні бути виконані необхідні підкріплення корпусу судна у місцях встановлення ЄЗП та іншого обладнання, необхідного для використання газового палива. Підкріплення корпусу, опори та фундаменти повинні бути розраховані на навантаження, зазначені у **6.4.4** Кодексу МГП.

2.12.8 Вимоги до суден із знаком GRS-T у символі класу

2.12.8.1 Повинні виконуватись вимоги **2.12.7** до суден із знаком **GRS-H** у символі класу.

2.12.8.2 На судні повинна бути встановлена ЄЗП, що відповідає вимогам **2.10.9** цієї частини Правил.

2.12.8.3 На судні повинні бути встановлені трубопроводи системи приймання палива та газовідведення від запобіжних клапанів. До переобладнання трубопроводи можуть зберігатися на судні у розібраному вигляді.

2.12.9 Вимоги до суден із знаком GRS-P у символі класу

2.12.9.1 Повинні виконуватись вимоги **2.12.6** щодо суден із знаком **GRS-D**.

2.12.9.2 На судні повинні бути встановлені трубопроводи газового палива та інші спеціальні системи, а також виконуватись вимоги, зазначені в **2.10.10** цієї частини Правил і **12.14** та **13.11** частини VIII «Системи і трубопроводи» цих Правил.

2.12.10 Вимоги до суден із знаком GRS-E у символі класу

2.12.10.1 Повинні виконуватися вимоги **2.12.6** щодо суден із знаком **GRS-D** у символі класу.

2.12.10.2 Усі споживачі газового палива повинні бути встановлені на судні та відповідати вимогам **9.14** частини IX «Механізми» цих Правил.

2.12.10.3 Системи контролю, управління, сигналізації і автоматики повинні відповідати вимогам **6.8.6** частини VI «Протипожежний захист» та **7.23** частини XI «Електричне обладнання» цих Правил.

2.13 ВИМОГИ ДО СУДЕН, ОБЛАДНАНИХ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ МЕТАНОЛУ ТА ЕТАНОЛУ, ЯК ПАЛИВА

2.13.1 Загальні положення

2.13.1.1 Область поширення.

Вимоги цього підрозділу застосовуються до суден, обладнаних для використання метанолу та етанолу як палива. На додаток до вимог цього підрозділу судно повинно відповідати вимогам Міжнародного кодексу безпеки суден, що використовують гази та інші види палива з низькою температурою спалаху (кодекс МГП (IGF)).

Якщо судно є хімовозом і використовує вантаж як паливо, то вимоги цього підрозділу за розташуванням на судні паливних цистерн не застосовуються до вантажних танків, які повинні розташовуватися відповідно до вимог Міжнародного кодексу побудови та обладнання суден, що перевозять небезпечні хімічні вантажі наливом (Кодекс МКХ (IBC)) та Правил класифікації та побудови хімовозів.

Суднам, обладнаним для використання метанолу та етанолу як палива відповідно до вимог цього підрозділу, до основного символу класу додається додатковий знак **LFLFS (Me)** або **LFLFS (Et)** (**Low Flashpoint Liquid Fuelled Ship, (Methanol) or (Ethanol)**).

2.13.1.2 Визначення.

До вимог цього підрозділу, крім наведених нижче, застосовні визначення, наведені в 1.2 частини VI «Протипожежний захист», 2.10.1.2 цієї частини Правил та у Кодексі МГП.

Вкладні цистерни – вантажні ємкості, оболонка яких є самостійною конструкцією, не входить до складу корпусних конструкцій судна і не бере участі в забезпеченні міцності корпусу судна.

Вбудовані цистерни – вантажні ємкості для зберігання палива, оболонка яких є невід'ємною частиною корпусу судна і сприймає ті ж навантаження і таким же чином, що і судові корпусні конструкції.

Однопаливний двигун - для цілей цього підрозділу це тепловий двигун, здатний працювати тільки з використанням метилового/етилового спирту, та який не може бути переключений на споживання будь-якого іншого виду палива.

Двопаливний двигун (ДППД) - для цілей цього підрозділу це тепловий двигун внутрішнього згорання, конструкція якого дозволяє використовувати як паливо метанол/етанол та **суднове** паливо одночасно або окремо.

Конвенційне паливо – суднове паливо нафтового походження, що відповідає вимогам 1.1.2 цієї частини Правил.

Плотне паливо – конвенційне паливо, що подається в циліндр двопаливного двигуна для самозаймання по традиційному дизельному циклу, забезпечуючи джерело запалення метанолу/етанолу.

Приміщення обв'язки - приміщення, оточуюче всі трубопроводи обв'язки цистерни і клапани для метанолу/етанолу, розташоване у закритих приміщеннях.

Приміщення для зберігання палива (ПЗП) – суднове приміщення, в якому розташована вкладна паливна цистерна для метанолу/етанолу. Якщо трубопровідна обв'язка цистерни розташована в приміщенні зберігання палива, то таке приміщення одночасно є приміщенням обв'язки.

Знімна цистерна - вкладна цистерна, яка може легко зніматися і встановлюватися на борту судна, а також легко відключатися та підключатися до судових систем.

2.13.2 Розміщення на судні ємкостей для зберігання палива (ЄЗП).

2.13.2.1 Цистерни, що містять метанол/етанол, не повинні розміщуватись у середині житлових та машинних приміщеннях категорії А або межувати з ними.

2.13.2.2 Паливні цистерни, що містять метанол/етанол, повинні бути розташовані в корму від таранної перегородки та до носу від перегородки ахтерпіка і на відстані від зовнішнього борту щонайменше 800мм. Допускається розміщення палива в вбудованих цистернах, що граничать із зовнішньою обшивкою нижче ватерлінії.

2.13.2.3 Паливні цистерни, що містять метанол/етанол, які розташовані на відкритій палубі повинні бути захищені від механічних пошкоджень.

2.13.2.4 Паливні цистерни, що містять метанол/етанол, які розташовані на відкритих палубах повинні бути оточені комінгсами, а розливи повинні збиратися у спеціальній цистерні витоку палива.

2.13.3 Пристрої для збирання витоків палива.

2.13.3.1 У районах, де можуть мати місце витoki або розливи метанолу/етанолу, зокрема в місцях з'єднань труб з одинарними стінками, повинні бути передбачені піддони для збирання витоків.

2.13.3.2 Кожен піддон повинен мати достатній об'єм, щоб забезпечити утримання максимального об'єму розливу, визначеного в результаті оцінки ризику.

2.13.3.3 Кожен піддон повинен бути забезпечений засобами для безпечного зливу метанолу/етанолу, або його перекачування в спеціальну цистерну для збирання витоків. Слід передбачити засоби запобігання зворотному потоку із цистерни.

2.13.3.4 Піддони для збору витоків, об'єм яких становить менше 10 літрів можуть бути забезпечені засобами для випорожнення вручну, інші піддони повинні самоосушуватись за допомогою стічних труб.

2.13.3.5 Цистерна для збирання та зберігання витоків повинна бути оснащена індикатором рівня та сигналізацією за верхнім рівнем. Цистерна повинна бути інертизована на протязі усього періоду нормальної експлуатації.

2.13.4 Машинні приміщення.

2.13.4.1 Будь-яка відмова в паливній системі не повинна призводити до виходу метанолу/етанолу у машинне приміщення.

2.13.4.2 Трубопроводи метанолу/етанолу в машинних приміщеннях повинні бути повністю укладені в зовнішні герметичні труби або канали відповідно до **13.18.4.3** частини VIII «Системи і трубопроводи» цих Правил.

2.13.5 Вимоги до осушувальних систем.

2.13.5.1 Осушувальні системи, встановлені в місцях, де може бути присутній метанол/етанол, повинні бути відокремлені від осушувальних систем приміщень, у яких метанол/етанол не може бути присутнім.

2.13.5.2 Повинні бути передбачені одна або декілька стічних цистерн для збору дренажу та будь-якого можливого витoku метанолу/етанолу з паливних насосів, клапанів або внутрішніх труб трубопроводів з подвійними стінками, розташованих у закритих приміщеннях. Повинні бути передбачені засоби для безпечної передачі забруднених рідин на берегові приймальні споруди.

2.13.6 Вимоги до влаштування входів та інших отворів для доступу у закриті приміщення.

2.13.6.1 Прямий доступ із безпечної зони до небезпечної не допускається. Якщо подібні отвори необхідні з міркувань експлуатації, повинен бути передбачено повітряний шлюз, що відповідає вимогам **2.13.7**.

2.13.6.2 Приміщення підготовки палива повинні мати незалежний доступ безпосередньо з відкритої палуби. Якщо окремий засіб доступу з відкритої палуби обладнати неможливо, то повинен бути передбачений повітряний шлюз, що відповідає вимогам **2.13.7**.

2.13.6.3 Ємкості для зберігання метанолу/етанолу та кофердами, що їх оточують повинні мати, як правило, зручний доступ до них з відкритої палуби для дегазації, очищення, технічного обслуговування та огляду. Якщо окремий доступ з відкритою палуби для паливних цистерн або кофердамів обладнати неможливо, то повинен бути передбачений засіб доступу з приміщення, ніяк не пов'язаного з житловими та службовими приміщеннями, постами керування чи машинними приміщеннями категорії А, який відповідає наступним вимогам:

.1 наявність незалежної системи витяжної вентиляції, що забезпечує мінімум 6 обмінів повітря на годину, сигналізації за низьким вмістом кисню та сигналізації щодо виявлення парів;

.2 достатній від критий простір навколо люка паливної цистерни для забезпечення можливості проведення рятувальних операцій та евакуації постраждалих.

2.13.6.4 Площа навколо вкладних паливних цистерн повинна бути достатньою для проведення технічного обслуговування, огляду, евакуації постраждалих та аварійно-рятувальних операцій.

2.13.7 Вимоги до повітряних шлюзів.

2.13.7.1 Повітряні шлюзи повинні відповідати вимогам **2.10.7** цієї частини Правил.

2.13.8 Вимоги щодо розміщення та захисту паливних трубопроводів.

2.13.8.1 Паливні трубопроводи не повинні розташовуватися на відстані менше 800мм від бортів судна.

2.13.8.2 Паливні трубопроводи не повинні проходити безпосередньо через житлові приміщення, службові приміщення та пости керування.

2.13.8.3 Паливні трубопроводи, прокладені через вантажні приміщення накатних суден, приміщення спеціальної категорії та на відкритих палубах, повинні бути захищеними від механічних пошкоджень.

2.13.8.4 Паливні трубопроводи метанолу повинні відповідати наступним вимогам:

.1 паливні трубопроводи метанолу, що проходять через закриті приміщення, повинні бути повністю укладені у зовнішні труби або канали, газонепроникні та герметичні у відношенні щодо суміжних просторів, з паливом у внутрішній трубі.

Трубопроводи з подвійними стінками не вимагаються в кофердамах, які оточують паливні цистерни, в приміщеннях підготовки палива та у приміщеннях зберігання вкладних цистерн, проте при цьому електрообладнання, яке розміщене в таких закритих приміщеннях повинне бути вибухозахищеного виконання;

.2 трубопроводи повинні самоосушуватися у паливну цистерну або збірний танк за нормальних умов експлуатації.

2.13.9 Захист екіпажу

2.13.9.1 Захисне спорядження

2.13.9.1.1 Для захисту членів екіпажу, задіяних в операціях з бункерування, на борту судна повинні бути комплекти захисного одягу та захисного спорядження, які складаються з наступного:

- .1** великих фартухів;
- .2** спеціальних рукавичок з довгими рукавами;
- .3** спеціального взуття;
- .4** робочих комбінезонів, які повинні бути виготовлені з хімічностійкого матеріалу;
- .5** захисних окулярів або захисних масок.

2.13.9.1.2 Захисний одяг та захисне спорядження повинні закривати та захищати всю шкіру та всі частини тіла. Для кожного члена екіпажу, задіяного в операціях з бункерування, повинно бути передбачено по 1 комплекту захисного одягу та захисного спорядження (всього повинно бути не менше 6 комплектів).

2.13.9.1.3 Робочий одяг та захисне спорядження повинні зберігатися в легкодоступних місцях у спеціальних шафах.

Таке захисне спорядження не повинно знаходитися в районі житлових приміщень, за винятком нового, яке не використовувалося та спорядження, яке не застосовувалося після перенесення та розміщення. Використаний захисний одяг та захисне спорядження повинні зберігатися в коморі, розташованій далеко від житлових приміщень.

2.13.9.1.4 Захисне спорядження повинно застосовуватись у будь-якій операції, яка може спричинити небезпеку для екіпажу.

2.13.9.2 Засоби для забезпечення безпеки при використанні метанолу.

2.13.9.2.1 На суднах, які використовують як паливо метанол, повинно бути передбачено не менше двох повних комплектів захисного спорядження для забезпечення безпеки членів екіпажу при вході в заповнений парами палива відсік та роботи в ньому протягом 20 хвилин.

2.13.9.2.2 Повний комплект спорядження для забезпечення безпеки повинен включати:

- .1** один автономний повітряний дихальний апарат;
- .2** захисний одяг, черевики, рукавички та захисні окуляри, які щільно прилягають до обличчя;
- .3** пожежобезпечний рятувальний лінч із поясом, стійким до дії метанолу;
- .4** вибухобезпечний ліхтар.

2.13.10 Конструкція ємкостей для метилового і етилового палива

2.13.10.1 Вимоги до вбудованих ємкостей для зберігання палива.

2.13.10.1.1 На суднах, які не є танкерами для перевезення метанолу/етанолу, ємкості для зберігання палива повинні бути оточені кофердамами, за винятком цистерн, стінки яких граничать з іншими паливними цистернами, що містять метанол/етанол, насосним приміщенням, приміщенням підготовки

палива та зовнішньої обшивкою нижче ватерлінії. Для танкерів, які перевозять метанол/етанол, допускається поєднання паливних цистерн для метанолу/етанолу з вантажними танками.

2.13.10.2 Вимоги до вкладних цистерн.

2.13.10.2.1 Вкладні цистерни можуть встановлюватися на відкритих палубах або в приміщенні для зберігання палива.

2.13.10.2.2 Вкладні цистерни повинні бути обладнані:

.1 засобами механічного захисту цистерн з урахуванням місця їх розміщення на судні та небезпеки пошкодження під час проведення вантажних операцій;

.2 пристроями для збирання витоків та системою водяного зрошення та охолодження у разі встановлення цистерн на відкритій палубі.

2.13.10.2.3 Вкладні цистерни повинні бути закріплені на корпусі судна.

Конструкція опор та кріплення цистерн повинна бути розрахована на максимально можливі статичні, динамічні та аварійні навантаження, а також на максимальні очікувані значення пришвидшення з урахуванням характеристик судна і місця розміщення цистерн.

2.13.10.3 Вимоги до знімних цистерн.

2.13.10.3.1 Знімні цистерни для зберігання метанолу та етанолу повинні відповідати вимогам **2.10.9.4**.

2.13.10.3.2 При з'єднанні знімної цистерни з судновою паливною системою повинно бути виконано наступне:

.1 кожна знімна цистерна повинна мати можливість дистанційного відключення від паливної системи із завжди доступного місця;

.2 відключення однієї цистерни не повинні перешкоджати працездатності інших знімних цистерн.

2.13.10.4 Системи газовідведення та дегазації паливних ємкостей для метанолу/етанолу.

2.13.10.4.1 Паливні цистерни для метанолу/етанолу повинні бути обладнані регульованою стаціонарною системою газовідведення, що забезпечує безпечну дегазацію та заповнення паливом.

Конструкція цистерни та розташування газовідвідних отворів повинні виключати утворення газових кишень при заповненні та під час робіт з дегазації.

2.13.10.4.2 Для обмеження тиску або вакууму в цистерні на кожній паливній цистерні повинні бути встановлені клапани скидання тиску та вакууму. Газовідвідна система може складатися з окремих газовідвідних труб для кожної паливної цистерни або газовідвідні труби з кожної окремої паливної цистерни можуть бути з'єднані із загальною магістраллю газовідведення (можуть бути об'єднані у загальний колектор чи колектори). Конструкція та розташування повинні запобігати поширенню полум'я у систему зберігання палива. Якщо на кінці газовідвідних труб встановлені запобіжні клапани високошвидкісного типу, вони повинні відповідати вимогам циркуляру IMO MSC/Circ.677 з урахуванням змін. Якщо запобіжні клапани встановлені в газовідвідній магістралі, то випускний отвір газовідвідних труб повинен бути обладнаний легкодоступною для огляду і очищення знімною вогнеперешкоджувальною арматурою схваленого Регістром типу.

Вогнеперешкоджувальна арматура повинна відповідати вимогам циркуляра IMO MSC/Circ.677 з урахуванням змін (згідно циркулярів IMO MSC/Circ.1009 і MSC/Circ.1324).

2.13.10.4.3 Запірні клапани не повинні встановлюватися вище або нижче за потоком від запобіжних клапанів. Можуть бути передбачені перепускні клапани. Для цілей тимчасового поділу цистерн (технічного обслуговування) можуть використовуватись запірні клапани на загальній газовідвідній магістралі, якщо у всіх паливних цистернах передбачено додатковий незалежний захист від надлишкового тиску та вакууму згідно з **2.13.10.4.4**.

2.13.10.4.4 Регульована газовідвідна система повинна складатися з основного (первинного) і допоміжного (вторинного) засобів, що забезпечують вихід парів палива для запобігання виникнення надлишкового тиску або вакууму в вантажній ємкості у разі відмови одного з засобів.

В якості альтернативи допоміжний засіб може складатися з датчиків тиску, встановлених на кожній паливній цистерні і підключених до системи сигналізації. Тиск відкриття запобіжних клапанів не повинен бути нижчим атмосферного тиску на понад 0,007МПа.

2.13.10.4.5 Запобіжні клапани повинні бути такої конструкції, яка дозволяє легко контролювати роботу клапана. Труби від запобіжних клапанів повинні виходити у безпечне місце на відкритій палубі.

2.13.10.4.6 Газовідвідна система паливних цистерн повинна мати пропускну здатність, що забезпечує можливість бункерування при розрахунковій швидкості завантаження без надлишкового тиску в паливній цистерні.

2.13.10.4.7 Газовідвідні системи паливних цистерн повинні бути з'єднані з верхньою частиною кожної цистерни і, наскільки це практично здійснимо, трубопроводи газовідвідної системи повинні самоосушуватися у паливній цистерні при усіх нормальних експлуатаційних умовах.

2.13.10.4.8 Вихідні отвори газовідвідних труб газовідвідної системи паливних цистерн повинні розташовуватися:

.1 на висоті не менше 3м над відкритою палубою або над перехідним містком з майданчиками для обслуговування, якщо вони розташовані ближче 4м від перехідного містка;

.2 на відстані, щонайменше, 10м по горизонталі від найближчого повітрязбірника або отвору, що веде в житлові, службові та машинні приміщення, і від джерел займання. Відведення пароповітряної суміші слід спрямовувати безперешкодно в гору у вигляді струменя.

2.13.10.4.9 Вихідні отвори газовідвідних труб паливних цистерн повинні бути обладнані легкодоступною для огляду і очищення знімною вогнеперешкоджувальною арматурою схваленого Регістром типу.

Конструкція та розташування дихальних клапанів скидання тиску газовідвідних труб, вогнеперешкоджувальної арматури повинна виключати можливість засмічення цих пристроїв при зледенінні.

3. ПРИСТРОЇ ТА ПОСТИ КЕРУВАННЯ. ЗАСОБИ ЗВ'ЯЗКУ

3.1 ПРИСТРОЇ КЕРУВАННЯ

3.1.1 Головні та допоміжні механізми, необхідні для забезпечення руху, керування та безпеки судна повинні бути обладнані ефективними засобами, які забезпечують їх функціонування та керування.

Усі системи керування, які необхідні для забезпечення руху та керування судном, а також його безпеки, повинні бути незалежними, або виконаними таким чином, щоб відмова однієї системи не погіршувала функціонування інших.

3.1.2 Конструкція і розташування пускових і реверсивних пристроїв повинні забезпечувати можливість пуску і реверсування кожного механізму однією особою.

3.1.3 Напрямок переміщення важелів і маховиків керування повинний позначатися стрілками і відповідними написами.

3.1.4 Переміщення важелів керування головними механізмами в напрямку від себе і вправо або обертання штурвала за годинниковою стрілкою в постах керування на ходовому містку повинні відповідати руху судна в напрямку переднього ходу.

Зазначене переміщення органів керування в постах з оглядом тільки в корму судна повинно відповідати руху судна в напрямку заднього ходу.

3.1.5 Конструкція пристроїв керування повинна виключати можливість самовільної зміни заданого їм положення.

3.1.6 Пристрої керування головними механізмами повинні блокуватися таким чином, щоб виключалася можливість пуску цих механізмів при увімкнених валоповоротних пристроях.

3.1.7 Рекомендується блокування машинного телеграфу з пусковими і реверсивними пристроями, що виключає можливість роботи механізму в напрямку, відмінному від заданого.

3.1.8 Конструкція системи дистанційного керування головними механізмами при керуванні з ходового містка повинна передбачати подачу аварійно-попереджувального сигналу у випадках виходу її з ладу.

До переходу на місцеве керування повинні (якщо це можливо) зберігатися задані значення частоти обертів та напрям упору гребного гвинта.

Втрата живлення (напруга електроенергії, тиск повітря або гідравлічної рідини) не повинна призвести до суттєвої зміни потужності головних механізмів або напрямку обертання рушіїв.

3.1.9 Дистанційна система керування головними механізмами із ходового містка повинна бути незалежною від іншої системи, що передає команди, проте допускається один важіль керування для обох систем.

3.1.10 Керування головними механізмами із місцевого поста повинне бути забезпечене при виході із ладу будь-якого вузла системи дистанційного керування.

3.1.11 Для суден змішаного (море – ріка) плавання тривалість реверсування (період від моменту перекладки органу керування до початку роботи рушія із протилежним за напрямком упором) залежно від швидкості судна не повинна перевищувати:

- 25 с на повному ході;

- 15 с на малому ході.

3.1.12 Повинна передбачатись можливість керування допоміжними механізмами, необхідними для руху та безпеки судна, засобами, розташованими на/чи поблизу таких механізмів.

3.2 ПОСТИ КЕРУВАННЯ

3.2.1 Посты керування головними механізмами і рушіями на ходовому містку, а також ЦПК при будь-якому виді дистанційного керування повинні бути обладнані:

1. пристроями для керування головними механізмами і рушіями.

Для установок з ГРК, крильчастими і подібними до них рушіями в постах керування на ходовому містку допускається передбачати пристрій для керування тільки рушіями. У цьому випадку сигналізація низького тиску пускового повітря відповідно до **3.2.1.10** може не передбачатися;

.2 показниками частоти і напрямку обертання гребного вала, якщо встановлено ГФК, частоти обертання гребного вала і положення лопатей, якщо встановлено ГРК, частоти обертання головних механізмів за наявності роз'єднувальної муфти;

.3 індикацією, що вказує на готовність до роботи головних механізмів і систем дистанційного керування;

.4 індикацією, що вказує, з якого поста ведеться керування;

.5 засобами зв'язку відповідно до **3.3**;

.6 пристроєм для екстреної зупинки головних механізмів, незалежним від системи керування.

Якщо для відключення головних механізмів від рушіїв застосовуються роз'єднувальні муфти, у постах керування на ходовому містку допускається передбачати екстрене відключення тільки муфт;

.7 пристроєм примусового відключення автоматичного захисту за всіма параметрами, за винятком тих, перевищення яких може привести до серйозного пошкодження, повного виходу із ладу або вибуху.

.8 індикацією про відключення захисту, сигналізацією спрацювання захисту і сигналізацією спрацювання пристрою екстреної зупинки;

.9 сигналізацією мінімального тиску в гідросистемі ГРК, сигналізацією про перевантаження головних механізмів, які працюють на ГРК, якщо не виконана рекомендація **6.5.3**;

.10 сигналізацією низького тиску пускового повітря, яка налаштована на тиск, що забезпечує триразовий пуск підготовлених до роботи реверсивних головних двигунів.

Якщо система дистанційного керування головними механізмами розрахована на автоматичний пуск, кількість автоматичних послідовних спроб, які не привели до пуску, повинна бути обмежена, для збереження тиску повітря, достатнього для пуску із місцевого поста керування;

.11 пристроєм дистанційного відключення подачі палива до кожного двигуна для багато-машинних установок у випадку, коли паливо до всіх двигунів установки подається від одного загального джерела подачі (див. **13.8.3.2** частини VIII «Системи і трубопроводи»);

.12 репітером швидкості (див. **3.7.3.6** частини V «Навігаційне обладнання» Правил щодо обладнання морських суден).

3.2.2 Пости керування на крилах ходового містка повинні комплектуватися приладами водо-захисного виконання та мати регульоване підсвічування.

Пости керування на крилах ходового містка можуть не відповідати вимогам **3.2.1.3**, **3.2.1.5**, **3.2.1.7** – **3.2.1.10**.

3.2.3 Конструкція пристроїв для екстреної зупинки головних механізмів і примусового відключення захисту повинна виключати випадкове їх умикання.

3.2.4 В установках, до складу яких входять декілька головних механізмів, що працюють на один валопровід, повинний бути передбачений спільний пост керування.

3.2.5 При дистанційному керуванні повинні бути передбачені місцеві пости керування механізмами і рушіями.

При дистанційному керуванні за допомогою механічних зав'язків за погодженням із Регістром місцеві пости можуть не передбачатися.

3.2.6 Дистанційне керування головними механізмами і рушіями повинно здійснюватися тільки з одного поста керування.

Перемикання керування між ходовим містком і машинним відділенням повинно бути можливим тільки з машинного відділення або з ЦПК.

Пристрої перемикання повинні бути виконані таким чином, щоб виключалася значна зміна упора гребних гвинтів.

За наявності постів керування на крилах ходового містка одночасне дистанційне керування головними механізмами повинно бути можливим тільки з одного поста. На таких постах допускається застосування взаємозалежних пристроїв керування.

3.2.7 Дистанційне керування головними механізмами з ходового містка повинно здійснюватися одним органом керування для кожного рушія.

В установках із ГРК може застосовуватися система із двома елементами керування.

3.2.8 Режим роботи головних механізмів, що задаються з ходового містка, включаючи реверсування з повного переднього ходу у випадках крайньої необхідності, повинні виконуватися з інтервалами часу, допустимими щодо головних механізмів. При цьому, режими, що задаються, повинні індиціюватися в ЦПК і на місцевих постах керування головними механізмами.

3.2.9 Центральні пости керування плавучих доків повинні бути обладнані:

- .1 органами керування насосами і приймально-відливною арматурою баластної системи;
- .2 приладами для контролю крену, диференту і прогину доку;
- .3 сигналізацією роботи насосів і положення («відкрито» – «закрито») приймально-відливної арматури баластної системи;
- .4 сигналізацією граничних крену і диференту;
- .5 показчиками рівня води в баластних відсіках;
- .6 засобами внутрішньодокового зв'язку.

3.2.10 Пост керування вантажними операціями (ПКВО) потрібно віддаляти від машинних приміщень наскільки це практично можливо.

На наливних суднах ПКВО потрібно розташовувати відповідно до **2.4.9** частини VI «Протипожежний захист».

Крім того, розташування ПКВО на хімовозах повинне відповідати вимогам розд. 3 частини II «Конструкція хімовозів» Правил класифікації та побудови хімовозів, а на газовозах – вимогам розд. 9 частини VI «Системи і трубопроводи» Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом.

3.2.11 Якщо на судні передбачений ПКВО із додаванням до основного символу класу знака ССО (див. **2.2.19** частини I «Класифікація»), то крім виконання вимог, зазначених у **3.2.10**, ПКВО повинний бути обладнаний:

- .1 засобами зв'язку відповідно до **3.3.2**;
- .2 засобами керування:
 - .2.1 вантажними, зачисними та баластними насосами;
 - .2.2 вентиляторами, які обслуговують приміщення вантажної зони, або вантажні трюми;
 - .2.3 арматурою вантажної та баластної систем, яка керується дистанційно;
 - .2.4 насосами системи гідравліки (якщо вони передбачені);
 - .2.5 системою інертних газів;
 - .2.6 насосами та арматурою кренової системи (якщо вона передбачена);
- .3 засобами контролю:
 - .3.1 тиску у вантажних маніфольдах;
 - .3.2 тиску у маніфольді системи здавання пари на берег (якщо така передбачена);
 - .3.3 температури у вантажних та відстійних танках;
 - .3.4 температури та тиску нагріваючого середовища системи підігріву вантажу;
 - .3.5 поточного значення величини крену судна та інших елементів посадки судна;

- 3.6** поточного значення величини рівня у вантажних та баластних танках;
- 4** засобами сигналізації:
 - 4.1** про виникнення на судні пожежі;
 - 4.2** про перевищення температури вантажу у вантажних танках;
 - 4.3** про досягнення верхнього та нижнього рівнів у вантажних, баластних та відстійних танках;
 - 4.4** про досягнення граничного верхнього рівня у вантажних танках;
 - 4.5** про перевищування допустимого тиску у вантажних маніфольдах системи здавання пари на берег (80 % від значення робочого тиску високошвидкісних пристроїв);
 - 4.6** про перевищення допустимого вмісту нафти у баластних та промивних водах, які зливаються;
 - 4.7** про перевищення граничної температури корпусів насосів відповідно до **5.2.6** частини IX «Механізми»;
 - 4.8** про перевищення температури сальників та підшипників у місцях проходів валів насосів через перегородки відповідно до **4.2.5**;
 - 4.9** про наявність вантажу в танках ізолюваного баласту (для хімовозів);
 - 4.10** про підвищення рівня рідини (води) у лялах приміщень вантажних насосів;
 - 4.11** про параметри системи інертних газів відповідно до **9.16.7.6** частини VIII «Системи і трубопроводи»;
 - 4.12** про стан технічних засобів, що визначені у **3.2.10**;
 - 4.13** про низький рівень води у палубному водяному затворі (див. **9.16.5** частини VIII «Системи і трубопроводи»);

3.2.12 На судах, які здійснюють перевезення зріджених газів наливом, у ПКВО додатково потрібно передбачити засоби контролю та сигналізації відповідно до вимог частини VIII «Контрольно-вимірювальні прилади» Правил класифікації та побудови суден для перевезення зріджених газів наливом.

3.2.13 На судах, які здійснюють перевезення небезпечних хімічних вантажів наливом, у ПКВО додатково потрібно передбачити сигналізацію відповідно до вимог **6.6** частини VIII «Вимірювальні пристрої» Правил класифікації та побудови хімовозів.

3.2.14 Якщо головні та інші зв'язані з ними механізми, у тому числі основні джерела постачання електричної енергії, мають різний ступінь автоматичного чи дистанційного керування та знаходяться під постійним наглядом вахти, здійснюваним із центрального поста керування, то пристрої та органи керування повинні бути спроектовані, оснащені та установлені таким чином, щоб експлуатація механізмів була такою ж безпечною та надійною, як і при безпосередньому керуванні.

Особливу увагу необхідно приділяти захисту таких приміщень від пожежі та затоплення.

3.2.15 Центральні пости керування наплавних (напівзанурювальних) суден повинні відповідати вимогам **3.2.9**.

3.3 ЗАСОБИ ЗВ'ЯЗКУ

3.3.1 Не менше ніж два незалежних засоби зв'язку для передавання команд повинні бути передбачені між постом керування на ходовому містку і тим місцем у машинному приміщенні або посту керування, з якого звичайно здійснюється керування кількістю обертів та напрямком упору рушіїв.

Одним з засобів передавання команд повинний бути машинний телеграф, який забезпечує візуальну індикацію команд і відповідей як у машинному приміщенні, так і на ходовому містку, і обладнаний звуковим сигналом, який добре чути в будь-якому місці машинного приміщення при працюючих механізмах і за тоном звуку відрізняється від інших сигналів у даному машинному приміщенні (див. також **7.1** частини XI «Електричне обладнання»).

Повинні бути передбачені належні засоби зв'язку з ходового містка та із машинного приміщення з будь-яким іншим місцем, з якого можливе керування кількістю обертів чи напрямком упору рушіїв.

Допускається встановлення одного переговорного пристрою на два пости керування, розташовані близько один до одного.

3.3.2 Повинний бути передбачений двосторонній зв'язок між машинним відділенням, приміщеннями допоміжних механізмів і котельним приміщенням.

На суднах, що обладнанні ПКВО, додатково потрібно передбачити двосторонній зв'язок між ПКВО та ходовим містком, між ПКВО та приміщенням, де розташовані вантажні та баластні насоси.

3.3.3 При встановленні переговорних апаратів повинні бути вжиті заходи для забезпечення доброї чутності при працюючих механізмах.

3.3.4 ЦПК плавучих доків повинні бути обладнані засобами зв'язку відповідно до **19.8** частини XI «Електричне обладнання».

3.3.5 Для суден катамаранного типу, крім зв'язку місцевих постів керування з загальним постом на ходовому містку і ЦПК, додатково потрібно передбачити звуковий зв'язок місцевих постів керування кожного корпусу між собою.

3.3.6 Центральні пости керування наплавних (напівзанурювальних) суден повинні відповідати вимогам **3.3.4**.

4. МАШИННІ ПРИМІЩЕННЯ, РОЗТАШУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ

4.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

4.1.1 Вентиляція машинних приміщень повинна відповідати вимогам **12.5** частини VIII «Системи і трубопроводи».

4.1.2 Машинні відділення, у яких розташовано двопаливні двигуни, повинні бути обладнані датчиками концентрації газу та аварійно-попереджувальною сигналізацією (АПС) граничного рівня концентрації (див. **7.23** частини XI «Електричне обладнання»).

4.1.3 За всіх нормальних умов експлуатації судна вентиляція машинних приміщень повинна бути достатньою для запобігання скупченню пари нафтопродуктів.

4.1.4 Усі частини, що рухаються, механізмів, агрегатів, обладнання та приводів, які становлять загрозу для обслуговуючого персоналу та інших осіб, що перебувають на борту судна, повинні бути обгороджені поруччям чи кожухами.

Двигуни внутрішнього згоряння, обладнані запобіжними клапанами відповідного типу для запобігання вибуху в картері, повинні бути обладнані відповідними засобами, що створюють напрям викиду через клапани, який забезпечить мінімальну імовірність травмування персоналу.

4.1.5 На судах повинні бути вжиті заходи для зменшення шуму до прийнятного рівня згідно положень **8.9** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

4.2 РОЗТАШУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ

4.2.1 Розташування механізмів, котлів, обладнання, трубопроводів і арматури повинне забезпечувати вільний доступ до них для обслуговування і аварійного ремонту; при цьому повинні бути також виконані вимоги, викладені в **4.5.3**.

4.2.2 Відстань між котлами та паливними цистернами повинна забезпечувати вільну циркуляцію повітря, необхідного для забезпечення температури палива в цистернах нижче значення температури спалаху, за винятком випадків, що вказані у **13.3.5** частини VIII «Системи і трубопроводи».

4.2.3 Якщо конструкція допоміжних котлів, установлюваних в одному приміщенні із ДВЗ, не виключає можливості викиду полум'я з топкового пристрою, вони повинні бути обгороджені металевою вигородкою у районі топкового пристрою, або повинні бути прийняті інші заходи для запобігання цього приміщення від впливу полум'я у випадку його викиду з топкового пристрою.

4.2.4 Допоміжні котли, що працюють на судовому паливі та розташовані на платформах або проміжних палубах не у водонепроникних вигородках, повинні відгороджуватися непроникними для нафти комінгсами, висотою не менше ніж 200мм.

4.2.5 Двигуни, призначені для приводу насосів і вентиляторів приміщень насосів на нафто-наливних та комбінованих судах, призначених для перевезення нафтопродуктів з температурою спалаху 60°C та нижче, а також на нафтозбиральних судах, повинні встановлюватися у приміщеннях, обладнаних штучною вентиляцією, що не мають виходів у приміщення насосів.

Двигуни, призначені для приводу заглибних насосів, допускається встановлювати на відкритій палубі, за умови, що їхнє виконання та розміщення відповідає вимогам **19.2.4.1.4** та **19.2.4.9** частини XI «Електричне обладнання».

Парові двигуни, робоча температура яких не перевищує 220°C, та гідравлічні двигуни можливо встановлювати в приміщеннях вантажних насосів.

Приводні вали насосів і вентиляторів у місцях проходів через перегородки або палуби повинні обладнуватися газонепроникними ущільнювальними сальниками, які мають ефективне змащування, що підводиться ззовні насосного приміщення. Наскільки це практично можливо, конструкція сальника повинна виключати можливість його перегріву.

Деталі сальника, які можуть стикатися у випадках розцентрування приводного вала або пошкодження підшипників з валом, повинні бути виготовлені з матеріалів, що виключають можливість іскроутворення.

Якщо в сальниках застосовуються сальфони, вони повинні бути випробувані пробним тиском.

Вантажні, баластні і зачисні насоси, які встановлені у вантажних насосних відділеннях, а також в баластних відділеннях, якщо в них встановлене обладнання, що містить вантаж, та мають при-одний вал, який проходить через перегородки насосного відділення, повинні бути обладнані датчиками температури сальників валів, підшипників і корпусів насосів.

Сигнали аварійно-попереджувальної сигналізації повинні виводитися на пост керування вантажними операціями або пост керування насосами.

4.2.6 Компресори повітря повинні встановлюватися в таких місцях, де всмоктуване повітря мінімально забруднене парами горючих рідин.

4.2.7 Установки суднового палива (див. 1.2), а також гідравлічні установки, які містять горючі рідини з робочим тиском понад 1,5МПа, що не є елементами головних і допоміжних механізмів, котлів тощо, повинні бути розміщені в окремих приміщеннях, обладнаних сталевими дверима, що самі зачиняються.

Якщо розміщення таких установок в окремих приміщеннях практично неможливе, повинні бути вжиті заходи щодо екранування їхніх основних елементів та збирання протікань.

4.2.8 Вимоги щодо розміщення аварійних дизель-генераторів викладені в 9.2 частини XI «Електричне обладнання».

4.2.9 На нафтозбиральних судах двигуни внутрішнього згоряння, котли і обладнання, в якому є джерела запалення, а також пристрої забору повітря для них, повинні встановлюватися в безпечних приміщеннях або просторах (див. 19.2 частини XI «Електричне обладнання»).

4.2.10 Над двопаливними двигунами внутрішнього згоряння (ДПД) і газопаливними двигунами (ГПД) (див. 9.1 частини IX «Механізми») повинні розміщуватися витяжні навіси, обладнані датчиками виявлення витоків газового палива.

4.3 РОЗТАШУВАННЯ ПАЛИВНИХ ЦИСТЕРН

4.3.1 Паливні цистерни, як правило, повинні бути складовою частиною корпусних конструкцій судна і розташовуватися за межами машинних приміщень категорії А.

Якщо паливні цистерни, за винятком цистерн подвійного дна, внаслідок необхідності, розміщені поряд або всередині машинних приміщень категорії А, їхні поверхні в машинних приміщеннях повинні бути мінімальними і переважно мати спільну границю з цистернами подвійного дна.

Якщо цистерни розташовано всередині машинних приміщень категорії А, то в них не повинно утримуватися паливо з температурою спалаху нижче 60°C.

Як правило, необхідно уникати застосування вкладних паливних цистерн.

Витратні паливні цистерни повинні відповідати вимогам 13.8.1 частини VIII «Системи і трубопроводи».

4.3.2 Якщо застосування вкладних паливних цистерн допущено Регістром, вони повинні встановлюватися на непроникних для палива піддонах, а на пасажирських судах та на судах спеціального призначення, на борту яких розміщено спеціальний персонал кількістю понад 60 осіб, крім того, – поза машинними приміщеннями категорії А.

4.3.3 Цистерни з нафтопродуктами, розташовані в машинному приміщенні, не повинні розміщуватися над механізмами і обладнанням з температурою поверхонь під ізоляцією понад 220°C, над котлами, ДВЗ, електрообладнанням та повинні бути віддалені від зазначених механізмів і обладнання наскільки це практично можливо.

4.3.4 Розташування цистерн палива та мастил наливних суден в районі житлових, службових та охолоджуваних приміщень допускається за умови розділення їх кофердами (розміри і конструкція кофердамів – див. 2.7.5.2 частини II «Корпус»), або за умови прийняття інших спеціальних заходів, спрямованих на запобігання влучення палива, мастил і їхньої пари у зазначені приміщення.

При розташуванні цистерн палива і мастил інших типів суден у районі житлових, службових і охолоджуваних приміщень рекомендується їхній поділ кофердами.

Розташування горловин кофердамів і цистерн для палива і мастил, а також рознімних з'єднань труб обв'язки цистерн палива і мастил у районі житлових і службових приміщень не допускається

4.4 УСТАНОВЛЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ

4.4.1 Механізми і обладнання, які входять до складу механічної установки, повинні установлюватися і закріплюватися на міцних і жорстких фундаментах.

Конструкція фундаментів повинна відповідати вимогам, викладеним у 2.11 частини II «Корпус».

4.4.2 Котли повинні встановлюватися на фундаментах так, щоб їхні зварні з'єднання не розташовувалися на опорах.

4.4.3 Для запобігання котлів від зміщення повинні бути передбачені відповідні упори і штормові кріплення; при цьому повинна бути передбачена можливість теплових подовжень корпусу котла.

4.4.4 Головні механізми, їхні передачі, упорні підшипники валопроводів повинні повністю або частково кріпитися до суднових фундаментів щільно підігнаними болтами. Замість таких болтів можуть застосовуватися спеціальні упори, або інші засоби, які забезпечують надійне запобігання обладнання від зсуву.

Там, де це необхідно, щільно підігнані болти повинні застосовуватися для кріплення допоміжних механізмів до фундаментів.

4.4.5 Болти, які кріплять головні і допоміжні механізми, підшипники валопроводу до суднових фундаментів, кінцеві гайки валів, а також болти, що з'єднують частини валопроводу, повинні бути надійно застопорені для запобігання самовільному ослабленню.

4.4.6 У разі необхідності встановлення механізмів на амортизаторах, конструкція останніх повинна бути схвалена Регістром.

Амортизуючі кріплення механізмів та обладнання повинні:

- зберігати властивості щодо віброізоляції в умовах використання при параметрах навколишнього середовища згідно з 2.3.1;
- бути стійкими до впливу агресивних середовищ, температур та різноманітних випромінювань;
- мати гнучку перемичку щодо заземлення потрібної довжини, яке відповідає вимогам техніки безпеки та запобігає виникненню радіозавад;
- виключати можливість створення перешкод роботі іншого обладнання, пристроїв та систем.

4.4.7 У разі встановлення механізмів, механічного обладнання, суднових пристроїв та їхніх компонентів на пластмасових підкладках або їхній монтаж із застосуванням полімерних матеріалів технологія повинна бути надана Регістру на схвалення.

4.4.8 Механізми з горизонтальним розташуванням вала необхідно встановлювати паралельно діаметральній площині судна.

Установлення таких механізмів в іншому напрямку допустиме за умови, що їхня конструкція пристосована до роботи в умовах, які обумовлені у 2.3.

4.4.9 Механізми для приводу генераторів повинні встановлюватися на спільних фундаментах з генераторами.

4.5 ВИХІДНІ ШЛЯХИ З МАШИННИХ ПРИМІЩЕНЬ

4.5.1 Вихідні шляхи з машинних приміщень, включаючи трапи, коридори, двері і люки, повинні, якщо не вказано інше, забезпечувати безпечний вихід на палуби, де розташовані місця посадки в рятувальні шлюпки та плоти.

4.5.2 Усі двері, а також кришки сходових і світлових люків, через які можливий вихід із машинних приміщень, повинні відкриватися і закриватися як із середини, так і ззовні.

На кришках сходових і світлових люків повинне бути нанесене відповідне маркування, а також повинний бути чіткий напис, який забороняє укладання на них будь-яких предметів.

Ліфти не повинні розглядатися як вихідні шляхи.

4.5.3 Головні і допоміжні механізми повинні розташовуватися в машинних приміщеннях таким чином, щоб із їхніх постів керування і місць обслуговування були забезпечені вільні проходи до вихідних шляхів.

Ширина проходів на всій довжині повинна бути не менше 600мм. На суднах валовою місткістю менше 1000 ширина проходів може бути 500мм.

Ширина проходів уздовж розподільних щитів повинна відповідати вимогам **4.6.7** частини XI «Електричне обладнання».

4.5.4 Ширина трапів на вихідних шляхах і ширина дверей у виходах повинні бути не менше 600 мм.

На суднах валовою місткістю менше 1000 ширина трапів може бути зменшена до 500мм.

4.5.5 Кожне машинне приміщення пасажирського судна, яке розташоване нижче палуби пере-городок, повинне мати не менше двох вихідних шляхів, які повинні відповідати вимогам або **4.5.5.1** або **4.5.5.2**, а саме:

.1 складатися із двох окремих сталевих трапів, що розташовуються якомога далі один від одного, які ведуть до дверей (люків) у верхній частині приміщення, розташованих таким же чином, і забезпечують виконання **4.5.1**.

Один із цих трапів повинний бути розташований у захищеній вигородці, яка проходить від нижньої частини приміщення до безпечного місця поза цим приміщенням, та відповідає вимогам **2.1.4.5** частини VI «Протипожежний захист».

У вигородці установлюються протипожежні двері, які закриваються самі, відповідної вогнестійкості. Кріплення трапа повинне виконуватися таким чином, щоб не було передачі тепла усередину вигородки через неізольовані точки кріплення.

Вигородка, у разі виконання як вертикальна шахта, повинна мати мінімальні внутрішні розміри не менше 800 x 800мм із урахуванням товщини ізоляції та аварійного освітлення, і вертикальний трап, відповідний вимогам **8.5.4.4** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

Примітки: 1. «Безпечним місцем» може бути будь-яке приміщення, за винятком роздягалень і комор незалежно від їхньої площі, вантажних приміщень і приміщень для зберігання горючих рідин, але «безпечним місцем» можуть приміщення спеціальних категорій та вантажні приміщення з горизонтальним способом завантаження і розвантаження, з яких забезпечується безпечний вихід на палубу відповідно із **4.5.1** (поділ судових приміщень, див. **1.5** частини VI «Протипожежний захист»).

2. Машинні приміщення можуть включати робочі майданчики і проходи або проміжні палуби на декількох рівнях. В цьому випадку, нижня частина приміщення відноситься до рівня найнижчої палуби, платформи або проходу всередині приміщення. На інших рівнях, вище самого нижчого, де є тільки один вихідний шлях, який не має захищеної вигородки, повинні бути передбачені протипожежні двері, які закриваються самі і ведуть в захищену вигородку з цього рівня.

Для невеликих робочих майданчиків, розташованих в міжпалубному просторі або призначених тільки для доступу до обладнання і вузлів механізмів, наявність двох вихідних шляхів не потрібна.

3. Захищена вигородка, яка забезпечує вихід із машинного приміщення на відкриту палубу, може бути обладнана люком, як засобом виходу із вигородки на палубу.

Корпус люка повинний мати внутрішні розміри не менше ніж 800 x 800мм.

4. Під внутрішніми розмірами (див. Примітку 3) потрібно розуміти ширину виходу у світлі, коли забезпечується вихід діаметром 800мм, на усьому протязі захищеної вигородки, як показано на рис. 4.5.5, вільний від судових конструкцій з урахуванням товщини ізоляції і освітлювальної арматури, якщо вони присутні.

Трап усередині виходу може бути включений до внутрішніх розмірів вигородки.

Якщо захищена вигородка включає горизонтальні елементи, ширина отвору у світлі повинна бути не менше 600мм (див. рис 4.5.5).

.2 складатися із одного сталевих трапа, який веде до дверей (люка) у верхній частині приміщення та забезпечує виконання вимог **4.5.1** і, крім того, сталевих дверей, які відчиняються із двох сторін, розташованих у нижній частині приміщення, у місці, достатньо віддаленому від зазначеного трапа, які

забезпечують доступ до безпечного вихідного шляху із нижньої частини приміщення відповідно до **4.5.1**.

3 усі похилі трапи з незакритими (несуцільними) сходами, встановлені відповідно з **4.5.5.1** і **4.5.5.2** в машинних приміщеннях, які є частиною вихідного шляху або забезпечують доступ до безпечного вихідного шляху і не мають захищеної вигородки, повинні бути виготовлені із сталі.

Такі трапи, крім того, повинні бути обладнані із нижньої сторони сталевими захисними екранами для захисту персоналу, під час евакуації, від впливу жару і полум'я, яке поступає знизу.

Примітка. Похилі трапи в машинних приміщеннях, які є частиною вихідних шляхів, або забезпечують доступ до них, і які знаходяться за межами захищеної вигородки, повинні мати кут нахилу не більше 60° і ширину у світлі не менше 600мм.

Вимога не поширюється на трапи/сходи, які не є частиною вихідного шляху, а призначені лише для забезпечення доступу до обладнання, вузлів механізмів і тому подібних з рівнів головної платформи або палуби усередині машинних приміщень, на які поширюються вимоги **4.5.5**.

4.5.6 Вихідні шляхи із машинних приміщень пасажирських суден, розташованих вище палуби перегорожок, повинні мати два засоби (шляхи) виходу назовні, які рознесені якомога далі один від одного, а двері (люки) цих вихідних шляхів повинні бути розташовані у таких місцях, щоб забезпечувати виконання вимог **4.5.1**. Якщо такі вихідні шляхи вимагають використання трапів, останні повинні бути виконані зі сталі.

4.5.7 На пасажирських суднах валовою місткістю менше 1000 за погодженням із Регістром допустима наявність одного вихідного шляху із приміщень, указаних у **4.5.5** і **4.5.6** із урахуванням ширини і розташування верхньої частини приміщення. На суднах валовою місткістю 1000 та більше за погодженням із Регістром допустима наявність одного вихідного шляху із приміщень, указаних **4.5.5** і **4.5.6**, включаючи приміщення допоміжних механізмів із періодичним безвахтовим обслуговуванням, тільки у тому випадку, якщо забезпечується виконання вимоги **4.5.1**, та із урахуванням призначення приміщення і відсутності у ньому людей за нормальних умов експлуатації судна.

На суднах обмежених районів плавання **B-R3-S**, **B-R3-RS**, **C-R3-S**, **C-R3-RS** та **D-R3-S**, **D-R3-RS** Регістр може дозволити лише один шлях евакуації із машинних приміщень у таких випадках:

- на суднах, довжиною меншою за 24 метри, беручи до уваги ширину та розташування верхньої частини приміщення;

- на суднах, довжиною 24 метри та більше – у випадку, якщо двері або сталевий трап забезпечують безпечний шлях евакуації до палуби посадки в рятувальні засоби, а також беручи до уваги кількість людей, що зазвичай працюють в цьому приміщенні.

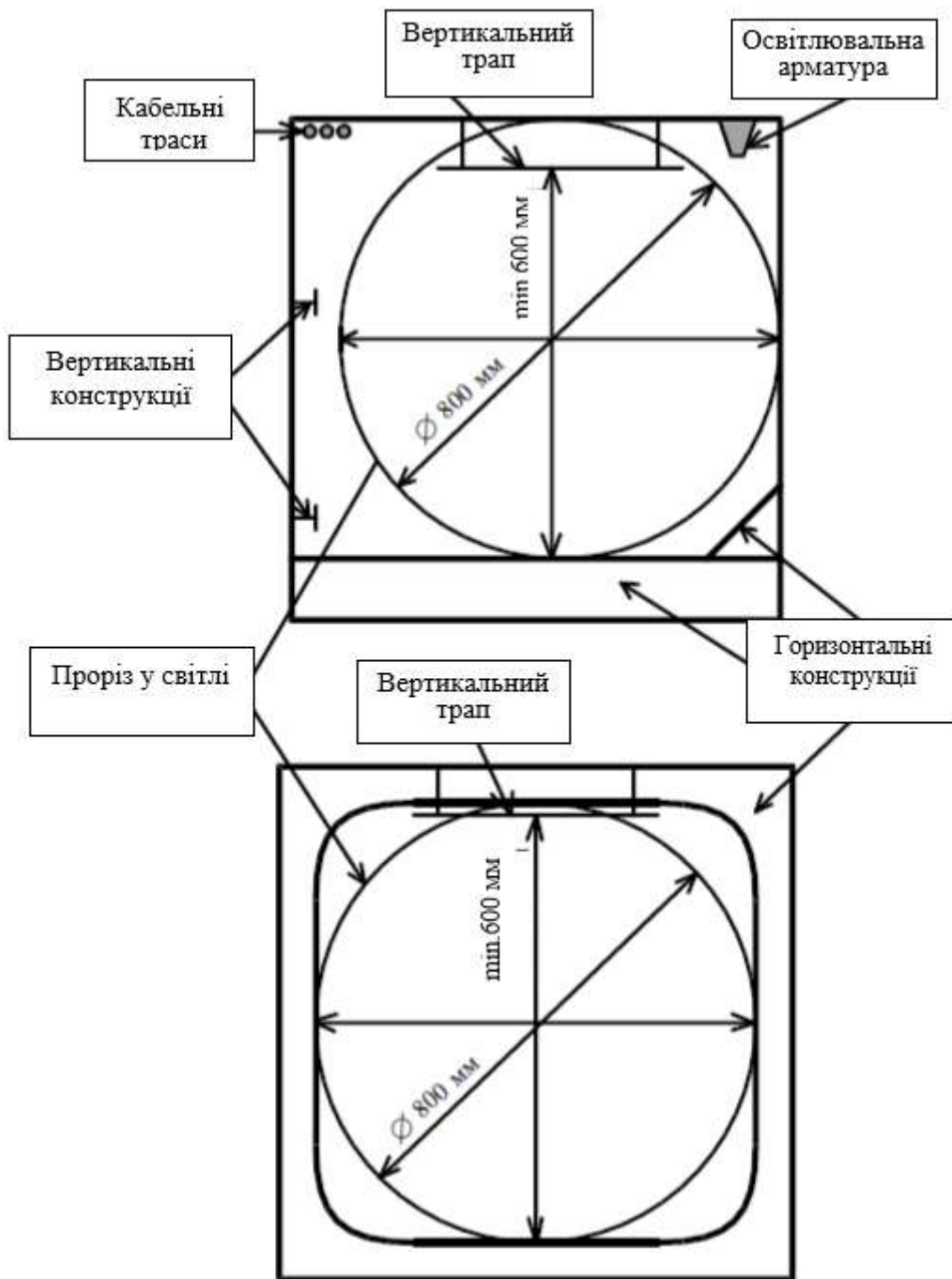


Рис. 4.5.5 Приклад можливого виконання виходу через люк з урахуванням мінімальних внутрішніх розмірів у світлі

4.5.8 Із приміщення рульового приводу пасажирського судна повинний бути передбачений другий вихідний шлях, якщо там розташований аварійний пост керування рульовим пристроєм і воно не має безпосереднього виходу на відкриту палубу.

Примітка: Місцевий пост керування, розташований у приміщенні рульового приводу, вважається аварійним постом керування рульовим пристроєм, якщо відсутній окремий аварійний пост керування за межами приміщення рульового приводу.

4.5.9 На пасажирських суднах повинно бути передбачено два вихідних шляхи з ЦПК і майстерні, які вигороджені у середині машинного приміщення. При цьому принаймні один із них повинний мати вогнестійкий захист на всій довжині до безпечного місця поза машинним приміщенням.

4.5.10 Кожне машинне приміщення категорії А вантажного судна повинне мати не менше двох вихідних шляхів, які повинні відповідати вимогам або **4.5.10.1**, або **4.5.10.2**, а саме:

.1 складатися із двох сталевих трапів, які рознесені якомога далі один від одного та ведуть до дверей (люків), із яких є вихід на відкриту палубу. При цьому один із вихідних шляхів повинний бути розташований у захищеній вигородці, яка проходить від нижньої частини приміщення до безпечного місця поза цим приміщенням, та відповідає вимогам **2.1.4.5** розділу VI «Протипожежний захист».

У вигородці установлюються протипожежні двері, які закриваються самі, відповідної вогнестійкості.

Кріплення трапа повинне виконуватися таким чином, щоб не було передачі тепла всередину вигородки через неізольовані точки кріплення.

Вигородка, у разі виконання як вертикальна шахта, повинна мати мінімальні внутрішні розміри не менше 800 x 800мм із урахуванням захисту та аварійного освітлення, і вертикальний трап, відповідний вимогам **8.5.4.4** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

Примітки: 1. «Безпечним місцем» може бути будь-яке приміщення, за винятком: роздягалень і комор незалежно від їхньої площі; вантажних приміщень; приміщень вантажних насосів і приміщень для зберігання горючих рідин, але «безпечним місцем» можуть бути приміщення транспортних засобів і приміщення з горизонтальним способом завантаження і розвантаження, з яких забезпечується безпечний вихід на палубу відповідно до **4.5.1** (поділ суднових приміщень, див. **1.5.4.3** та **1.5.4.4** частини VI «Протипожежний захист»).

2. Машинні приміщення категорії А можуть включати робочі майданчики і проходи або проміжні палуби на декількох рівнях. В цьому випадку, нижня частина приміщення відноситься до рівня найнижчої палуби, платформи або проходу всередині приміщення. На інших рівнях, вище самого нижчого, де є тільки один вихідний шлях, який немає захищеної вигородки, повинні бути передбачені протипожежні двері, які закриваються самі і ведуть в захищену вигородку з цього рівня.

Для невеликих робочих майданчиків, розташованих в міжпалубному просторі або призначених тільки для доступу до обладнання і вузлів механізмів, наявність двох вихідних шляхів не потрібна.

3. Захищена вигородка, яка забезпечує вихід із машинного приміщення на відкриту палубу, може бути обладнана люком, як засобом виходу із вигородки на палубу. Корпус люку повинен мати внутрішні розміри не менше ніж 800 x 800мм.

4. Під внутрішніми розмірами (див. Примітку 3) потрібно розуміти ширину виходу у світлі, коли забезпечується вихід діаметром 800мм, на усьому протязі захищеної вигородки, як показано на рис. 4.5.5, вільний від суднових конструкцій з урахуванням товщини ізоляції і освітлювальної арматури, якщо вони присутні.

Трап всередині виходу може бути включений до внутрішніх розмірів вигородки.

Якщо захищена вигородка включає горизонтальні елементи, ширина отвору у світлі повинна бути не менше 600мм (див. рис. 4.5.5).

.2 складатися із одного сталевих трапа, який веде до дверей (люка) у верхній частині приміщення та забезпечує вихід на відкриту палубу і, крім того, сталевих дверей, які відчиняються із двох сторін, у нижній частині приміщення, розташованих у місці, достатньо віддаленому від указанного трапа, які забезпечують доступ до безпечного вихідного шляху із нижньої частини приміщення на відкриту палубу.

.3 усі похилі трапи з незакритими (несуцільними) сходами, встановлені відповідно з **4.5.10.1** і **4.5.10.2** в машинних приміщеннях категорії А, які є частиною вихідного шляху або забезпечують доступ до безпечного вихідного шляху, і не мають захищеної вигородки, повинні бути виготовлені із сталі. Такі трапи, крім того, повинні бути обладнані із нижньої сторони сталевими захисними екранами для захисту персоналу під час евакуації від впливу жару і полум'я, яке поступає знизу.

Примітка. Похилі трапи в машинних приміщеннях, які є частиною вихідних шляхів, або надають доступ до них, і які знаходяться за межами захищеної вигородки, повинні мати кут нахилу не більше 60° і ширину у світлі не менше 600мм. Вимога не поширюється на трапи/сходи, які не є частиною вихідного шляху, а призначені лише для забезпечення доступу до обладнання, вузлів механізмів і тому подібним з рівнів головної платформи або палуби всередині машинних приміщень, на які поширюються вимоги **4.5.10**;

.4 повинно бути передбачено два вихідних шляхи з ЦПК і основної майстерні, які вигороджені у середині машинного приміщення категорії А. При цьому принаймні один із них повинний мати вогнестійкий захист на всій довжині до безпечного місця поза машинним приміщенням.

4.5.11 На риболовних суднах допускається наявність одного вихідного шляху з машинних приміщень категорії А за умови, що він забезпечує безпосередній вихід на відкриту палубу, приміщення

відвідується періодично і максимальна відстань до вихідних дверей (люка) від постів керування обладнанням, що знаходяться в приміщенні, не перевищує 5м.

На вантажних суднах валовою місткістю менше 1000 за погодженням із Регістром допускається наявність одного вихідного шляху із машинного приміщення категорії А з урахуванням ширини і розташування верхньої частини приміщення. Крім того, такий вихідний шлях може бути не обладнаний вигородкою відповідно до **4.5.10.1**.

4.5.12 Кожне машинне приміщення, яке не є приміщенням категорії А, повинне мати не менше двох вихідних шляхів, за винятком приміщень, що відвідуються епізодично, і приміщень, де максимальна відстань до вихідних дверей (люка) не перевищує 5м.

Примітки: Відстань повинна вимірюватися від будь-якого доступного для екіпажу місця приміщення під час нормальної роботи, з урахуванням розташування механізмів і обладнання всередині приміщення.

4.5.13 В доповнення до вимог **4.5.12**, приміщення рульового приводу вантажного судна повинне відповідати наступним вимогам:

.1 із приміщення рульового приводу вантажного судна, якщо там відсутній аварійний пост керування рульовим пристроєм, може бути допущений один вихідний шлях;

Примітки: Аварійним постом керування вважається місцевий пост керування, розташований в приміщенні рульового приводу, якщо відсутній окремий аварійний пост керування за межами приміщення рульового приводу.

.2 із приміщення рульового приводу вантажного судна, якщо там розташований аварійний пост керування рульовим пристроєм, може бути допущений один вихідний шлях за умови, якщо він забезпечує безпосередній вихід на відкриту палубу.

В іншому випадку, приміщення рульового приводу вантажного судна повинно мати два вихідних шляхи, але при цьому вони можуть не мати безпосереднього виходу на відкриту палубу;

.3 вихідні шляхи, що проходять тільки по трапах і/або коридорах, вважаються такими, що забезпечують безпосередній вихід на відкриту палубу, якщо на всьому їхньому протязі вони мають безперервний захист із вогнестійкістю еквівалентною або приміщенню рульового приводу, або трапів чи коридорів, що більше.

4.5.14 Виходи із тунелів, призначених для валопроводів і трубопроводів, повинні знаходитися у водонепроникних шахтах, виведених вище палуби перегородок або найвищої ватерлінії.

Двері з тунелів валопроводів і трубопроводів, які ведуть у машинні приміщення і приміщення вантажних насосів, повинні задовольняти вимогам **7.12** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

4.5.15 На нафтоналивних і комбінованих суднах один із вихідних шляхів із тунелів трубопроводів, розташованих під вантажними танками, може вести в приміщення вантажних насосів.

Вихід у машинні приміщення не допускається.

4.5.16 Двері і кришки люків приміщень вантажних насосів на нафтоналивних суднах повинні відкриватися і закриватися як зсередини, так і ззовні, а їхня конструкція повинна виключати можливість іскроутворення.

4.5.17 Виходи із приміщень вантажних насосів повинні вести безпосередньо на відкриту палубу. Виходи в інші машинні приміщення не допускаються.

4.5.18 Якщо два суміжні машинні приміщення сполучуються за допомогою дверей, і кожне з цих приміщень має тільки по одному вихідному шляху через шахту, ці шляхи повинні бути розташовані на обох бортах.

4.6 ІЗОЛЯЦІЯ НАГРІТИХ ПОВЕРХОНЬ

4.6.1 Поверхні механізмів, обладнання і трубопроводів, що нагріваються вище 220°C, на які може потрапити паливо внаслідок несправності паливної системи, повинні бути належним чином ізольовані.

4.6.2 Ізоляційні матеріали і покриття ізоляції повинні задовольняти вимогам **2.1.1.5** частини VI «Протипожежний захист».

4.6.3 Повинні бути прийняті конструктивні заходи для запобігання попаданню на гарячі поверхні будь-яких нафтопродуктів під тиском із насосів, фільтрів або підігрівачів.

5. ВАЛОПРОВОДИ

5.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

5.1.1 Валопровод становить суцільний пристрій, що з'єднує двигун із рушієм.

Повинне бути забезпечене оптимальне розташування валопроводу в просторі судна, що передбачає раціональне поєднання навантажень на компоненти валопроводу, його опори та двигун.

Для цього повинний бути виконаний комплекс конструктивних, наукових, технічних та виробничих заходів, об'єднаних поняттям «Центрування валопроводу», схвалених Регістром.

5.1.2 Мінімальні розміри діаметрів валів без урахування припуску на наступне проточування валів у період експлуатації визначаються формулами, наведеними у цьому розділі. При цьому маєтись на увазі, що додаткові напруження від крутильних коливань не будуть перевищувати допустимі за вимогами розд. 8.

Тимчасовий опір матеріалу вала повинний бути не менше 400МПа, а для валів, які можуть зазнавати напруження від вібрації, близькі до допустимих при роботі на перехідних режимах, – не менше 500МПа.

Допускається застосування альтернативних методів розрахунків. Ці методи повинні враховувати критерії статичної міцності та міцності від утомності і включати усі відповідні навантаження за усіх допустимих умов експлуатації.

Діаметри валів, які визначені відповідно до **5.2.1 – 5.2.3**, для суден обмежених районів плавання **R2, R2-S, R2-RS, R3-S, R3-RS, R3, R3-IN** та **A-R2, A-R2-S, A-R2-RS, B-R3-S, B-R3-RS, C-R3-S, C-R3-RS, D-R3-S**, та **D-R3-RS** можуть бути зменшені на 5%.

5.1.3 На криголамах і суднах льодових класів гребні вали повинні бути захищені від дії криги.

5.1.4 На суднах, де немає перешкод вільному виходу гребного вала з дейдвудного пристрою, повинні бути передбачені пристрої, які виключають вихід гребного вала із дейдвудного пристрою при його поломці, або вжиті заходи, що запобігають затопленню машинного відділення у разі втрати гребного вала.

5.1.5 Простір між дейдвудною трубою, підшипником кронштейна (у разі наявності) і маточиною гребного гвинта повинний бути захищений міцним кожухом.

5.1.6 Розташування дейдвудних труб повинне відповідати вимогам **1.1.6.1.8, 1.1.6.2.8** чи **1.1.6.3.11**, залежно від випадку, частини II «Корпус».

5.2 КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗМІРИ ВАЛІВ

5.2.1 Розрахунковий діаметр проміжного вала, мм, повинний бути не менше визначеного за формулою

$$d_{\text{пр}} = F \sqrt[3]{P/n}, \quad (5.2.1)$$

де:

F – коефіцієнт, що залежить від типу механічної установки :

$F = 95$ – для механічних установок з роторними головними механізмами або з ДВЗ, обладнаними гідравлічними або електромагнітними муфтами;

$F = 100$ – для інших типів механічних установок з ДВЗ;

P – розрахункова потужність на проміжному валу, кВт;

n – розрахункова частота обертання проміжного вала, об/хв.

5.2.2 Діаметр упорного вала виносного підшипника ковзання на відстані одного діаметра упорного вала в обидві сторони від гребеня вала, а для підшипників кочення – у межах корпусу підшипника, повинний бути не менше 1,1 діаметра проміжного вала, визначеного за формулами (5.2.1), (5.2.4). Поза зазначеними відстанями діаметр вала може бути поступово зменшений до діаметра проміжного вала.

5.2.3 Розрахунковий діаметр гребного вала, мм, повинний бути не менше визначеного за формулою

$$d_{гр} = 100k\sqrt[3]{P/n}, \quad (5.2.3)$$

де:

k – коефіцієнт, який залежно від конструкції вала береться:

для ділянки вала від великої основи конуса або зовнішнього фланця гребного вала до носової кромки найближчого до рушія підшипника (але у всіх випадках не менше $2,5d_{гр}$):

1,22 – якщо застосовується безшпонкове з'єднання гребного гвинта з валом або при з'єднанні гвинта з фланцем, викуваним разом з валом;

1,26 – якщо з'єднання гребного гвинта з валом здійснюється за допомогою шпонки (шпонок);

для ділянки вала від носової кромки кормового дейдвудного підшипника або кормового кронштейнового підшипника в ніс до носового торця носового ущільнення дейдвудної труби для всіх типів виконання $k = 1,15$.

Решту позначень – див. у 5.2.1.

На ділянці вала до носа від носового торця носового дейдвудного ущільнення (сальника) діаметр вала може бути поступово зменшений до фактичного діаметра проміжного вала.

При застосуванні поверхневого зміцнення діаметри гребних валів за погодженням із Регістром можуть бути зменшені.

5.2.4 Діаметр вала, виготовленого із сталі з тимчасовим опором понад 400МПа, може бути визначений за формулою

$$d_m = d\sqrt[3]{560/(R_{mv} + 160)}, \quad (5.2.4)$$

де:

d_m – зменшений діаметр вала, мм;

d – розрахунковий діаметр вала, мм;

R_{mv} – тимчасовий опір матеріалу вала.

У всіх випадках тимчасовий опір у формулі повинний братися не більше: 760МПа (вуглецева та вуглецево-марганцева сталі); 800МПа (легована сталь) для проміжного і упорного валів, і 600МПа для гребного вала.

Проте, якщо матеріал демонструє утомну довговічність як у традиційних сталей, для проміжного валу допускається спеціальне схвалення легованої сталі (див. Додаток 1).

5.2.5 Діаметри валів криголамів і суден льодових класів повинні перевищувати розрахункові на величини, зазначені в табл. 5.2.5.

Таблиця 5.2.5 Збільшення діаметра вала, %

Вали	Криголами		Судна льодових класів				
	бортовий вал	середній вал	Ice6	Ice5	Ice4	Ice3	Ice2, Ice1
Проміжний і упорний	20	18	15	12	8	4	0
Гребний	50	45	30	20	15	8	5

Діаметри гребних валів криголамів і суден льодових класів (за винятком льодового класу **Ice1**), мм, у районі кормових підшипників повинні, крім того, задовольняти умову

$$d_{п} \geq a\sqrt[3]{bs^2R_{мл}/R_{ен}}, \quad (5.2.5)$$

де:

a – коефіцієнт, що дорівнює:

10,8 – якщо діаметр маточини гвинта дорівнює або менше $0,25D$;

11,5 – якщо діаметр маточини гвинта понад $0,25D$ (D – діаметр гребного гвинта);

b – ширина спрямленого циліндричного перерізу лопаті на радіусі $0,25R$ для суцільнолитих гвинтів та $0,35R$ для ГРК, м;

s – найбільша фактична товщина спрямленого циліндричного перерізу лопаті на радіусах, як зазначено для b , мм;

$R_{\text{мл}}$ – тимчасовий опір матеріалу лопаті, МПа;

$R_{\text{сН}}$ – границя плинності матеріалу гребного вала, МПа.

5.2.6 Якщо у валу виконаний осьовий отвір, його діаметр не повинний перевищувати 0,4 розрахункового діаметра вала.

За необхідності діаметр осьового отвору може бути збільшений до визначеного за формулою

$$d_c \leq (d_a^4 - 0,97 d^3 d_a)^{1/4}, \quad (5.2.6)$$

де:

d_c – діаметр осьового отвору;

d_a – фактичний діаметр вала;

d – розрахунковий діаметр вала без осьового отвору.

5.2.7 Якщо у валу виконаний радіальний отвір, то діаметр вала повинний бути збільшений на від-різку довжини, який дорівнює не менше ніж семи діаметрам отвору.

Отвір повинний знаходитися у середині стовщеної частини вала, а його діаметр не повинний перевищувати 0,3 розрахункового діаметра вала. В усіх випадках, незалежно від діаметра отвору, діаметр вала повинний бути збільшений не менше ніж на 0,1 розрахункового діаметра.

Кромки отвору повинні бути заокруглені радіусом не менше 0,35 діаметра отвору, а його поверхня повинна бути гладкою.

Примітка: Вимоги цього пункту не враховують перетинання радіального отвору із ексцентричним осьовим отвором.

5.2.8 Діаметр вала, у якому виконаний поздовжній виріз, повинний бути збільшений не менше ніж на 0,2 розрахункового діаметра вала. При цьому співвідношення діаметрів (див. 5.2.6) повинно бути не більше ніж 0,7, довжина вирізу – не більше ніж 0,8, а ширина – не менше ніж 0,15 розрахункового діаметра вала.

Стовщена частина вала повинна бути такої довжини, щоб з кожної сторони вона виступала за межі вирізу на відстань, яка дорівнює не менше ніж 0,25 розрахункового діаметра вала. Перехід з одного діаметра на інший повинний бути плавним.

Кінці вирізу повинні бути заокруглені радіусом, що дорівнює половині ширини вирізу, а кромки – радіусом не менше ніж 0,35 ширини вирізу; поверхні вирізу повинні бути гладкими.

5.2.9 Діаметр вала, який має шпонковий паз, повинний бути збільшений не менше ніж на 0,1 розрахункового діаметра вала.

Для ділянок вала на відстані не менше 0,2 розрахункового діаметра вала від шпонкового паза збільшення діаметра необов'язкове.

Застосування шпонкових пазів у валопроводах, що мають заборонені зони частот обертання, не рекомендується.

Якщо шпонковий паз виконано на зовнішньому кінці гребного вала, збільшення діаметра гребного вала необов'язкове.

5.2.10 Товщина з'єднувальних фланців проміжного і упорного валів, а також внутрішнього кінця гребного вала повинна бути не менше 0,2 необхідного діаметра проміжного вала або не менше діаметра болта, визначеного за формулою (5.3.2) для матеріалу, з якого виготовляється вал, залежно від того, що більше.

Товщина з'єднувального фланця зовнішнього кінця гребного вала під головками болтів повинна бути не менше 0,25 необхідного діаметра вала в районі фланця.

5.2.11 Радіус заокруглення біля основи зовнішнього фланця гребного вала повинний бути не менше 0,125, а для інших фланців валів – не менше 0,08 необхідного діаметра вала в районі фланця.

Заокруглення може бути виконане перемінним радіусом. При цьому коефіцієнт концентрації напружень повинний бути не більше ніж при постійному радіусі заокруглення.

Заокруглення повинне бути гладким. Підрізка заокруглень під головки і гайки з'єднувальних болтів не допускається.

5.2.12 Радіус заокруглення між бічними стінками і дном шпонкового паза повинний бути не менше ніж 0,0125 діаметра вала, але не менше ніж 1мм.

5.2.13 Конус гребного вала під гребний гвинт при застосуванні шпонки повинний виконуватися з величиною конусності не більше 1:12, а при безшпонковому з'єднанні – відповідно до **5.4.1**.

5.2.14 Шпонкові пази на конусах валів з боку великої основи конуса повинні бути лижоподібними, а на конусах валів під гребний гвинт повинні мати додаткове ложкоподібне розширення.

Відстань від великої основи конуса до ложкоподібного закінчення шпонкового паза для зовнішнього кінця гребного вала з діаметром понад 100мм повинна бути не менше ніж 0,2 необхідного діаметра вала при відношенні глибини шпонкового паза до діаметра вала менше ніж 0,1 і не менше 0,5 необхідного діаметра вала при відношенні глибини шпонкового паза до діаметра вала більше 0,1.

Лижоподібне закінчення шпонкового паза на конусах валів під з'єднувальні муфти не повинне виходити за межі великої основи конуса.

Якщо шпонка кріпиться в шпонковому пазу гвинтами, то перший гвинт від великої основи конуса вала повинний розміщуватися на відстані не менше $\frac{1}{3}$ довжини конуса вала.

Глибина отворів не повинна бути більше діаметра гвинта. Кромки отворів повинні бути за-округлені.

Якщо в конструкції вала передбачені глухі осьові отвори, то їхні кромки та глухий кінець також повинні бути заокруглені. Радіус заокруглення повинний бути не менше ніж зазначено у **5.2.12**.

5.2.15 Гребні вали повинні бути надійно захищені від контакту із морською водою.

5.2.16 Облицювання гребних валів повинні виготовлятися зі сплавів, що мають високу корозійну стійкість до морської води.

5.2.17 Товщина бронзового облицювання вала s , мм, повинна бути не менше визначеної за формулою

$$s = 0,03d'_r + 7,5, \quad (5.2.17)$$

де: d'_r – діаметр гребного вала під облицюванням, мм.

Товщина облицювання між підшипниками може бути зменшена до $0,75s$.

5.2.18 Рекомендується застосування суцільних облицювань.

Облицювання, що складаються з окремих частин, повинні з'єднуватися за допомогою зварювання або іншим схваленим Регістром способом.

Стики зварних швів рекомендується розташовувати поза робочими місцями облицювання.

При несуцільних облицюваннях ділянка вала між облицюваннями повинна бути захищеною від впливу морської води схваленим Регістром способом.

5.2.19 З метою уникнення контакту води з конусом гребного вала повинні бути передбачені від-повідні ущільнення.

Повинна бути конструктивно забезпечена можливість гідравлічних випробувань указаних ущільнень.

5.2.20 Облицювання повинні бути насаджені на вал з натягом.

Застосування штифтів та інших деталей для кріплення облицювань на валу не допускається.

5.3 З'ЄДНАННЯ ВАЛІВ

5.3.1 З'єднання фланців валів повинне виконуватися щільно підігнаними болтами.

У випадку застосування фланцевих з'єднань без щільно пригнаних болтів на розгляд Регістру повинне бути представлено технічне обґрунтування.

5.3.2 Діаметр болтів з'єднувальних фланців, мм, повинний бути не менше визначеного за формулою

$$d_{\text{б}} = 0,65 \sqrt{\frac{d_{\text{пр}}^3 (R_{\text{мв}} + 160)}{i D R_{\text{мб}}}}, \quad (5.3.2)$$

де:

$d_{\text{пр}}$ – діаметр проміжного вала, визначений за формулою (5.2.1) з урахуванням льодових підсилень, передбачених у 5.2.5, мм.

Якщо діаметр вала був збільшений із урахуванням крутильних коливань, то за $d_{\text{пр}}$ повинний братися збільшений діаметр проміжного вала;

$R_{\text{мв}}$ – тимчасовий опір матеріалу вала, МПа;

$R_{\text{мб}}$ – тимчасовий опір матеріалу болта, МПа, який повинний братися у межах $R_{\text{мв}} \leq R_{\text{мб}} \leq 1,7 R_{\text{мв}}$, але не більше ніж 1000 МПа;

i – кількість болтів у з'єднанні;

D – діаметр центральної окружності з'єднувальних болтів, мм.

Величина діаметра болтів, що прикріплюють гвинт до фланця гребного вала, підлягає погодженню з Регістром у кожному конкретному випадку.

5.4 БЕЗШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ ГРЕБНОГО ГВИНТА І МУФТ ВАЛОПРОВОДУ

5.4.1 Кінці валів при безшпонковій посадці гребних гвинтів і муфт повинні виконуватися з величиною конусності не більше 1:15.

Якщо конусність не буде перевищувати 1:50, то з'єднання валів з муфтами допускається виконувати без кінцевої гайки або іншого кріплення муфти.

Стопорні пристрої кінцевих гайок повинні бути закріплені на валах.

5.4.2 Безшпонкове з'єднання гребного гвинта з гребним валом, як правило, повинне виконуватися без застосування проміжної втулки між маточиною і валом.

У випадку застосування конструкції із застосуванням проміжної втулки на розгляд Регістру повинне бути надане технічне обґрунтування.

5.4.3 При монтажі безшпонкового з'єднання осьове переміщення маточини відносно вала або проміжної втулки, з моменту одержання металевих контактів на конусній поверхні після усунення зазору визначається за формулою

$$\Delta h = \left\{ \frac{80B}{h_z} \sqrt{\left(\frac{1910PL^3}{nD\omega} \right)^2 + T^2} + \frac{D\omega(\alpha_y - \alpha_\omega)(t_e - t_m)}{z} \right\} k, \quad (5.4.3)$$

де: Δh – осьове переміщення маточини при монтажі, см;

B – коефіцієнт матеріалу і форми з'єднання, МПа⁻¹, який визначається за формулою

$$B = \frac{1}{E_y} \left(\frac{y^2 + 1}{y^2 - 1} + \nu_y \right) + \frac{1}{E_\omega} \left(\frac{1 + \omega^2}{1 - \omega^2} - \nu_\omega \right)$$

Для з'єднань зі сталевим валом без осьового отвору коефіцієнт B можна брати за даними табл. 5.4.3-1 із застосуванням лінійної інтерполяції;

E_y, E_ω – модулі пружності при розтягуванні матеріалу маточини і вала відповідно, МПа;

ν_y – коефіцієнт Пуассона для матеріалу маточини;

ν_ω – коефіцієнт Пуассона для матеріалу вала; для сталі $\nu_\omega = 0,3$;

y – середній коефіцієнт зовнішнього діаметра маточини;

ω – середній коефіцієнт діаметра отвору на валу;

D_ω – середній зовнішній діаметр вала в місці контакту з маточиною або проміжною втулкою (рис. 5.4.3).

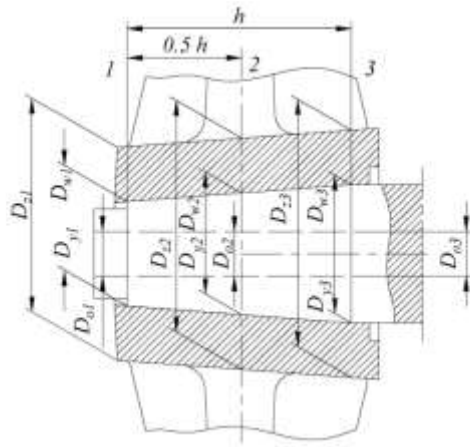


Рис. 5.4.3

Без проміжної втулки:

$$D_{\omega 1} = D_{y1}; D_{\omega 2} = D_{y2}; D_{\omega 3} = D_{y3}; D_{\omega} = D_y.$$

З проміжною втулкою:

$$D_{\omega 1} \neq D_{y1}; D_{\omega 2} \neq D_{y2}; D_{\omega 3} \neq D_{y3}; D_{\omega} \neq D_y.$$

$$y = \frac{D_{z1} + D_{z2} + D_{z3}}{D_{y1} + D_{y2} + D_{y3}} \quad \text{— для маточини;}$$

$$\omega = \frac{D_{01} + D_{02} + D_{03}}{D_{\omega 1} + D_{\omega 2} + D_{\omega 3}} \quad \text{для вала;}$$

$$D_{\omega} = (D_{\omega 1} + D_{\omega 2} + D_{\omega 3})/3;$$

$$D_y = (D_{y1} + D_{y2} + D_{y3})/3;$$

D_y – середній внутрішній діаметр маточини у місці контакту із валом або проміжною втулкою, см;

h – робоча (контактна) довжина конуса вала або проміжної втулки з маточиною, см;

z – конусність маточини;

P – потужність, що передається з'єднанням, кВт;

n – частота обертання з'єднання, об/хв.;

L – коефіцієнт льодових підсилень відповідно до табл. 5.4.3-2;

T – упор гребного гвинта при ході вперед, кН (за відсутності даних – див. 2.2.2.6 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення»);

$\alpha_y, \alpha_{\omega}$ – коефіцієнти теплового лінійного розширення матеріалу маточини і вала, $1/^\circ\text{C}$;

t_e, t_m – температури з'єднання в умовах експлуатації і під час монтажу, $^\circ\text{C}$;

$k = 1$ – для з'єднань без проміжної втулки;

$k = 1,1$ – для з'єднань з проміжною втулкою.

Для суден льодових класів як величину Δh необхідно брати більшу із розрахованих для граничних температур в експлуатації, тобто для

$$t_e = 35^\circ\text{C} \text{ якщо } L = 1;$$

$$t_e = 0^\circ\text{C} \text{ якщо } L > 1.$$

За відсутності льодових класів – розрахунок необхідно виконувати одноразово для найвищої температури експлуатації, тобто для $t_e = 35^\circ\text{C}$, якщо $L = 1$.

Таблиця 5.4.3-1 Коефіцієнт $B \cdot 10^5$, МПа⁻¹, для з'єднань із сталевим валом $\omega = 0$, $E_\omega = 2,059 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_\omega = 0,3$

Коефіцієнт γ	Маточина з мідних сплавів $\nu_\gamma = 0,34$ при E_γ , МПа, що дорівнює:							Сталева маточина $\nu_\gamma = 0,3$ якщо $E_\gamma = 2,05 \cdot 10^5$, МПа
	$0,98 \cdot 10^5$	$1,078 \cdot 10^5$	$1,176 \cdot 10^5$	$1,274 \cdot 10^5$	$1,373 \cdot 10^5$	$1,471 \cdot 10^5$	$1,569 \cdot 10^5$	
1,2	6,34	5,79	5,34	4,96	4,63	4,34	4,09	3,18
1,3	4,66	4,26	3,95	3,66	3,43	3,22	3,04	2,38
1,4	3,83	3,52	3,25	3,03	2,83	2,67	2,52	1,98
1,5	3,33	3,07	2,83	2,64	2,48	2,34	2,21	1,74
1,6	3,01	2,77	2,57	2,40	2,24	2,12	2,01	1,59
1,7	2,78	2,48	2,38	2,22	2,09	1,97	1,87	1,49
1,8	2,62	2,38	2,23	2,09	1,97	1,86	1,76	1,41
1,9	2,49	2,29	2,13	1,99	1,88	1,77	1,68	1,35
2,0	2,39	2,20	2,05	1,92	1,80	1,70	1,62	1,29
2,1	2,30	2,13	1,98	1,86	1,74	1,65	1,57	1,25
2,2	2,23	2,06	1,92	1,79	1,69	1,60	1,53	1,22
2,3	2,18	2,01	1,88	1,75	1,65	1,57	1,49	1,19
2,4	2,13	1,97	1,84	1,72	1,62	1,54	1,46	1,17

Таблиця 5.4.3-2 Коефіцієнт L

З'єднання	Судна льодових класів					Криголами	
	Ice1, Ice2	Ice3	Ice4	Ice5	Ice6	Середній вал	Бортовий вал
Гвинта з валом	1,05	1,08	1,15	1,20	1,30	1,45	1,50
Муфти з валом	1,0	1,04	1,08	1,12	1,15	1,18	1,20

5.4.4 Натяг під час монтажу сталевих муфт і валів з циліндричними сполучними поверхнями визначається за формулою

$$\Delta D = \frac{80B}{h} \sqrt{\left(\frac{1910PL^3}{nD_\omega} \right)^2 + T^2}, \quad (5.4.4)$$

де: ΔD – натяг на діаметрі D_ω , см.

Решту позначень – див. у **5.4.3**.

5.4.5 Для маточин і напівмуфт при безшпонковому їхньому з'єднанні з валами необхідно керуватися залежністю

$$\frac{A}{B} \left[\frac{C}{D_\gamma} + (\alpha_\gamma - \alpha_\omega) t_m \right] \leq 0,75 R_{eH}, \quad (5.4.5)$$

де:

A – коефіцієнт форми маточини:

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

$C = \Delta h_r z$ – для з'єднань з конічними сполучними поверхнями;

$C = \Delta D_r$ – для з'єднань з циліндричними сполучними поверхнями;

Δh_r – фактичне переміщення під час монтажу маточини при температурі t_m , см,

$\Delta h_r \geq \Delta h$;

ΔD_r – фактичний натяг під час монтажу з'єднання з циліндричними сполучними поверхнями, см, $\Delta D_r \geq \Delta D$;

R_{eH} – верхня границя плинності матеріалу маточини, МПа.

Коефіцієнт A можна брати за табл. 5.4.5, застосовуючи лінійну інтерполяцію.

Решту позначень – див. у **5.4.3**.

Таблиця 5.4.5 Коефіцієнт A

y	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,02	2,1	2,2	2,3	2,4
A	6,11	4,48	3,69	3,22	2,92	2,70	2,54	2,42	,33	2,26	2,20	2,15	2,11

5.5 РОЗТАШУВАННЯ ОПОР ВАЛОПРОВОДУ

5.5.1 Кількість опор валопроводу, їхні координати уздовж осі та у вертикальній площині, а також сприйняття навантаження необхідно визначати на ґрунті розрахунку, виконаного за перевіреною методикою, погодженою із Регістром.

5.5.2 Відстань між силами реакції сусідніх підшипників валопроводу, за відсутності у прогоні зосереджених мас, повинна задовольняти умові

$$5,5a\sqrt{d} \leq l \leq a\lambda\sqrt{d} \quad (5.5.2)$$

де:

l – довжина прогону (відстань між реакціями сусідніх опор), м;

d – мінімальний зовнішній діаметр вала у прогоні, м;

λ – коефіцієнт, що приймають рівним:

$\lambda = 14$ — якщо $n \leq 500$ об/хв.;

$\lambda = 300/\sqrt{n}$ — якщо $n > 500$ об/хв.;

n – частота обертання валопроводу, об/хв;

α – коефіцієнт для порожніх валів, що приймають рівним:

$$\alpha = \sqrt[4]{1+b^2}$$

$b = d_0 / d$ — відношення діаметрів: отвору d_0 і зовнішньої поверхні вала d .

Примітка. Обмеження мінімальної довжини (ліва частина рівняння (5.5.2)) застосовується для всіх прогонів, крім найближчого до рушія.

5.5.3 Рекомендується прагнути до мінімального числа опор валопроводу і максимально можливій довжині прогонів між ними.

5.5.4 Довжини прогонів між опорами валів повинні бути перевірені розрахунком вигинальних коливань.

5.5.5 Опори валопроводу повинні бути установлені таким чином, щоб елементи двигуна чи редуктора (підшипники, зубчасті колеса) сприймали навантаження у допустимих межах.

5.5.6 Реакції усіх опор валопроводу повинні бути позитивними.

5.6 ПІДШИПНИКИ ВАЛІВ

5.6.1 Найближчий до рушія підшипник гребного вала повинний відповідати вимогам табл. 5.6.1.

Наступні до носу судна підшипники гребного вала повинні задовольняти умові:

$$l \geq R/qd \quad (5.6.1)$$

де: позначення і норми для q приймаються за табл. 5.6.1.

5.6.2 Охолодження дейдвудних підшипників водою повинне бути примусовим (див. 15.1 частини VIII «Системи і трубопроводи»). Система подачі води повинна бути обладнана показчиком потоку води і сигналізацією мінімального потоку.

При відкритій системі змащення дейдвудних підшипників забортною водою на судах, що працюють на мілководді, чи спеціалізованих судах, таких як землечерпалки, землесоси тощо, рекомендується встановлювати у системі прокачування дейдвудного підшипника пристрій ефективного очищення забортної води (фільтри, фільтр - гідроциклон тощо) чи встановлювати дейдвудні підшипники із уловлювачами бруду з наступним промиванням.

Клапан незворотно-запірного типу, що відтинає подачу води на дейдвудні підшипники, повинний встановлюватися на дейдвудній трубі чи перегородці ахтерпіку.

Таблиця 5.6.1

Матеріал підшипника	l/d^1 , не менше	q^2 , МПа, не більше
Білий метал (бабіт) при змащенні мастилом	2 ³	1,0
Гума та інші схвалені Регістром синтетичні матеріали на водяному змащенні	4 ⁴	0,25 ⁴
Гума та інші схвалені Регістром синтетичні матеріали при змащенні мастилом чи маслянистою екологічно чистою рідиною	2 ⁵	1,0

¹ l – довжина підшипника; d – розрахунковий діаметр шийки вала у районі підшипника.
² q – контактний тиск, що сприймає підшипник: $q = R / (l \cdot d)$, де R – реакція опори.
³ Довжина підшипника може бути зменшена, якщо контактний тиск, що визначений при статичних умовах з урахуванням ваги вала і гребного гвинта, що діє на кормовій підшипник, не перевищує 0,8 МПа. У всіх випадках довжина підшипника не повинна бути менше 1,5 фактичного діаметра вала в районі підшипника.
⁴ Довжина підшипника, виготовленого із синтетичних матеріалів, може бути зменшена до двох розрахункових діаметрів вала в районі кормового підшипника, а контактний тиск може бути збільшений за умови позитивних результатів експлуатаційної перевірки (матеріалу і конструкції підшипника). Синтетичні матеріали для дейдвудних підшипників при водяному змащенні повинні мати типові схвалення.
⁵ На суднах, контракт на побудову яких укладений до 01.01.2021 року, довжина підшипника може бути зменшена, якщо контактний тиск, що визначений при статичних умовах з урахуванням ваги вала і гребного гвинта, що діє на кормовій підшипник, не перевищує 0,6 МПа, а також при позитивних результатах експлуатаційної перевірки. У всіх випадках довжина підшипника не повинна бути менше 1,5 фактичного діаметра вала в районі підшипника.
На суднах, контракт на побудову яких укладений 01.01.2021 року або після цієї дати, довжина підшипника може бути зменшена, якщо контактний тиск, що визначений при статичних умовах з урахуванням ваги вала і гребного гвинта, що діє на кормовій підшипник, не перевищує 0,6 МПа, а також при позитивних результатах експлуатаційної перевірки. У всіх випадках довжина підшипника не повинна бути менше 1,5 фактичного діаметра вала в районі підшипника. Синтетичні матеріали для дейдвудних підшипників при змащенні мастилом повинні мати типові схвалення.

Примітка. На суднах, контракт на побудову яких укладений 01.01.2021 року або після цієї дати, довжина підшипників, що працюють з використанням консистентного змащування, повинна бути не менше чотирьох розрахункових діаметрів вала в районі кормового підшипника.

5.6.3 Дейдвудні підшипники, що працюють на мастильному змащенні, повинні мати примусове охолодження мастила, крім випадків, коли ахтерпик постійно заповнений водою.

Повинний бути передбачений контроль температури мастила чи вкладиша підшипника.

5.6.4 При мастильному змащенні дейдвудних підшипників, масляні цистерни повинні обладнуватися показниками рівня і сигналізацією нижнього рівня.

5.7 ДЕЙДВУДНІ УЩІЛЬНЕННЯ

5.7.1 Дейдвудні пристрої повинні бути обладнані дейдвудними ущільненнями, які забезпечують ефективний захист від аварійного проникнення заборотної води всередину корпусу судна та екологічну безпеку дейдвудного пристрою.

5.7.2 Допустимі мінімальні та максимальні об'єми протікань мастильно-охолоджувального середовища у навколишній простір та всередину корпусу судна повинні бути технічно обґрунтовані.

5.8 ГАЛЬМІВНІ ПРИСТРОЇ

5.8.1 У складі валопроводу повинний бути передбачений гальмівний пристрій.

Гальмівним пристроєм може бути гальмо, стопорний або валопроворотний пристрій, які запобігають обертанню валопроводу у разі виходу з ладу головного двигуна.

5.9 ГІДРАВЛІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ

5.9.1 Облицювання гребних валів і литі дейдвудні труби після завершення механічної обробки повинні бути випробувані гідравлічним тиском 0,2 МПа.

Зварені і ковано-зварені труби можуть не піддаватися гідравлічним випробуванням за умови контролю 100 % зварних швів неруйнівним методом.

5.9.2 Ущільнення дейдвудних пристроїв при закритій системі змащення після монтажу повинні бути випробувані на щільність тиском, що дорівнює висоті стовпа рідини у напірних цистернах при робочому рівні. Випробування, як правило, повинне проводитися при прокручуванні гребного вала.

5.10 ВАЛИ З ЕЛЕМЕНТАМИ З ПОЛІМЕРНОГО КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

5.10.1 Вимоги до полімерних композиційних матеріалів для виготовлення деталей валопроводів викладені в **6.12** частині XIII «Матеріали». **5.10.2** На додаток до документації, зазначеної в розділі **4** частини I «Класифікація», повинні бути представлені:

5.10.2 На додаток до документації, зазначеної в розділі **4** частини I «Класифікація», повинні бути представлені:

- специфікація на застосовувані матеріали, що включає перелік вихідних компонентів, технологічних і допоміжних матеріалів, склад полімерного композиційного матеріалу і його фізико-механічні характеристики;
- керівний документ з технології виготовлення із зазначенням складу армуючого матеріалу та зв'язуючого матеріалу, структури армування по шарах, щільності укладання (поверхнева щільність), кількості шарів армуючого матеріалу, а також вимоги до контролю якості виготовлення, включаючи норми допустимих дефектів, а також технологічні вказівки щодо усунення неприпустимих дефектів;
- креслення з'єднань деталей з ПКМ з металевими елементами, а також розрахунки міцності з урахуванням **5.10.3**.

5.10.3 Розрахунки міцності повинні враховувати навантаження на вал з урахуванням **5.2**, при цьому повинна бути виконана перевірка умов міцності, жорсткості та стійкості зв'язків. Повинні бути визначені норми небезпечних і допустимих напружень і деформацій, продемонстровано, що міцність з'єднань деталей з полімерного композиційного матеріалу (ПКМ) з металевими елементами не нижча за міцність з'єднаних деталей. Точність виконання розрахунків, розрахункова схема і застосовувана методика повинні бути узгоджені з Регістром.

5.10.4 У документах виробника деталей валопроводів повинні бути вказані:

- допустимі та недопустимі дефекти, їх види та критерії оцінки, в тому числі і для внутрішніх дефектів, що визначаються методами неруйнівного контролю;
- періодичність перевірок візуальним оглядом і дослідження обсягу пошкоджень методами неруйнівного контролю на предмет накопичення внутрішніх пошкоджень за період експлуатації повинна встановлюватися, як мінімум, один раз на 5 років.

5.10.5 Вали повинні зберігати працездатність в умовах навколишнього середовища відповідно до вимог **2.3.1**, бути стійкими до вібраційних навантажень з урахуванням розділу **9**, бути волого- та маслостійкими.

6. РУШІЇ

6.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

6.1.1 Вимоги цього розділу поширюються на металеві гвинти фіксованого кроку суцільнолиті та зі знімними лопатями (ГФК) та на гвинти регульованого кроку (ГРК).

6.1.2 Конструкція і розміри гвинтів головних ЗАКС також повинні відповідати вимогам цього розділу.

Обсяг вимог щодо конструкції та розмірів гвинтів допоміжних ЗАКС може бути зменшений за погодженням з Регістром.

6.2 ТОВЩИНА ЛОПАТІ

6.2.1 Товщина лопаті гребного гвинта перевіряється у розрахунковому кореневому перерізі та у перерізі лопаті на радіусі $r = 0,6R$, де R – радіус гвинта.

Розрахунковий кореневий переріз береться таким чином:

- для суцільнолитих гвинтів на радіусі $0,2R$, якщо радіус маточини менше ніж $0,2R$, та на радіусі $0,25R$, якщо радіус маточини перевершує або дорівнює $0,2R$;

- для гвинтів зі знімними лопатями – на радіусі $0,3R$, якщо радіус маточини менше $0,3R$, і на радіусі маточини, якщо радіус маточини перевершує або дорівнює $0,3R$; при цьому, значення коефіцієнтів A та c визначаються відповідно до значення $r = 0,25R$;

- для ГРК – на радіусі $0,35R$, якщо радіус маточини менше $0,35R$, і на радіусі маточини, якщо радіус маточини перевершує або дорівнює $0,35R$.

Примітка: Товщина лопаті в розрахунковому перерізі визначається без урахування галтелей.

Найбільша товщина s , мм, спрямленого циліндричного перерізу лопаті суцільнолитих та зі знімними лопатями гвинті та ГРК в повинна бути не менше визначеної за формулою

$$s = 9,8 \left[A \sqrt{\frac{0,14kP}{zb\sigma n}} + c \frac{m}{\sigma} \left(\frac{Dn}{300} \right)^2 \right], \quad (6.2.1-1)$$

де:

A – коефіцієнт, який визначається за формулою (6.2.1-1) залежно від відносного радіуса r/R розрахункового перерізу і крокового відношення H/D на цьому радіусі (для ГРК крокове відношення береться для основного проєктного режиму);

k – коефіцієнт, що визначається за табл. 6.2.1-1;

P – потужність на гребному валу при розрахунковій потужності головних механізмів, кВт;

z – кількість лопатей гвинта;

b – ширина спрямленого циліндричного перерізу лопаті на розрахунковому радіусі, м;

$\sigma = 0,6R_{mL} + 175$ МПа, але не більше ніж 570 МПа для сталей і не більше ніж 610 МПа для мідних сплавів;

R_{mL} – тимчасовий опір матеріалу лопатей, МПа;

n – частота обертання гвинта при розрахунковій потужності, об/хв.;

c – коефіцієнт відцентрових напружень, який визначається за формулою (6.2.1-3) ;

m – ухил лопаті, мм;

D – діаметр гвинта, м;

$$A = \sum_{j=0}^4 \sum_{i=0}^3 a_{ij} (\tilde{r})^i (H/D)^j, \quad (6.2.1-2)$$

де:

a_{ij} – коефіцієнт, який визначається за табл. 6.2.1-2;

$\tilde{r}$ – відносний радіус розрахункового перерізу;

$$c = \sum_{i=0}^3 a_{ij} (\tilde{r})^i, \quad (6.3.1-3)$$

де:

a_i – коефіцієнт, який визначається за табл. 6.2.1-3;

$\tilde{r}$ – відносний радіус розрахункового перерізу.

Отвори для деталей кріплення знімних лопатей гребних гвинтів і ГРК не повинні зменшувати розрахункового кореневого перерізу.

Для суден змішаного плавання (море - ріка) і суден обмежених районів плавання **R2, R3, A-R2** та **D-R3** товщина лопаті може бути зменшена на 5%.

Таблиця 6.2.1-1 Коефіцієнт k

Судна, які не мають льодових класів	Судна льодових класів					Криголами	
	Ice1, Ice2	Ice3	Ice4	Ice5	Ice6	Середній гвинт	Бортовий гвинт
8	9	10	11,2	12,5	14	16	$16 + \frac{23500}{P^*}$

$*P$ – потужність на валу, кВт.

Примітки: 1. Якщо на судні встановлені поршневі двигуни з числом циліндрів менше чотирьох, значення коефіцієнта k повинні бути збільшені на 7%.

2. Для установок із поршневими двигунами, обладнаних гідравлічними або електромагнітними муфтами, значення коефіцієнта k можуть бути зменшені на 5%.

3. Для бортових гвинтів суден льодових класів **Ice1, Ice2** значення коефіцієнта k може бути зменшене на 7%.

Таблиця 6.2.1-2 Значення коефіцієнта a_{ij}

a_{ij}		j				
		0	1	2	3	4
i	0	709,29796	-1988,09402	2866,42279	-2021,48724	547,82587
	1	-3780,43298	14440,53576	-22809,83724	16918,28525	-4715,66016
	2	9066,98223	-36165,14189	59184,72549	-45171,89303	12819,32337
	3	-704,99029	29254,14486	-48753,36019	37837,58962	10848,55838

Таблиця 6.2.1-3 Значення коефіцієнта a_i

i	0	1	2	3
a_i	0,35	2,67381	-11,71429	10,47619

6.2.2 Товщина кінцевих кромок лопатей на радіусі $D/2$ повинна бути не менше визначеної за табл. 6.2.2.

Товщини вхідних та вихідних кромок лопатей, що виміряні на відстані 0,05 ширини перерізу від кромок, повинні дорівнювати не менше ніж 50% товщини кінцевої кромки лопатей.

Таблиця 6.2.2 Товщина кінцевої кромки

Судна, які не мають льодових класів	Судна льодових класів		Криголами
	Ice1 – Ice5	Ice6	
0,0035 D^*	0,005 D	0,006 D	0,008 D

$*D$ – діаметр гребного гвинта.

6.2.3 Товщини лопатей, визначені відповідно до 6.2.1 і 6.2.2, в обґрунтованому випадку (на-приклад, у випадку застосування спеціального профілю лопаті) можуть бути зменшені за умови на-дання Регістру докладних розрахунків міцності.

6.2.4 Товщину лопаті з несиметричним контуром нормальної проекції та великим значенням від-кидки (шаблеподібністю) ($\theta > 25^\circ$) потрібно перевіряти відповідно до вимог 6.2.1.

Додатково товщина лопаті на радіусі 0,6 R та на відстані 0,8 ширини перерізу b повинна бути не менше ніж визначена за формулою

$$s_k = 0,4s(1 + 0,064\sqrt{\theta - 25}), \quad (6.2.4)$$

де:

s – визначено на радіусі 0,6 R за формулою (6.2.1);

θ – кут, град, що дорівнює більшому з кутів θ_1 або θ_2 (рис. 6.2.4).

У випадку, коли плавність профілю перерізу лопаті на радіусі $0,6R$ при обов'язковому виконанні вимог до значення мінімальної товщини поблизу задньої кромки ($0,8b$) не може бути забезпечена, збільшується значення товщини s на радіусі $0,6R$.

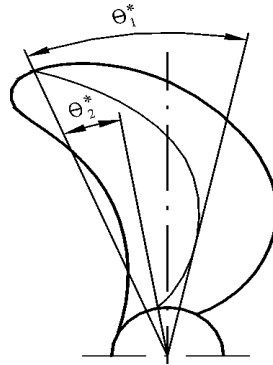


Рис. 6.2.4

θ_1^* – кут між радіусом, що проведено через середину кінцевого перерізу лопаті та радіусом, дотичним до середньої лінії;

θ_2^* – кут між радіусами, що проведено через середини кінцевого та корінного перерізів лопаті.

Застосування лопатей із значенням відкидки (шаблеподібністю) більше 5° для криголамів і суден льодового класу **Ice6** і значенням відкидки (шаблеподібністю) більше 10° для суден льодового класу **Ice5** повинне бути обґрунтоване.

6.2.5 На криголамах і суднах льодових класів напруження в навантажених деталях механізму повороту лопатей не повинні перевищувати границю плинності їхнього матеріалу при поломці лопаті у напрямку найменшої міцності перерізу від сили, яка прикладена на відстані $\frac{2}{3}$ довжини лопаті від маточини по осі лопаті і на $\frac{2}{3}$ відстані від осі повороту лопаті до входної кромки по ширині лопаті.

6.3 МАТОЧИНА І ДЕТАЛІ КРІПЛЕННЯ ЛОПАТІ

6.3.1 Радіуси галтелей переходу лопаті в маточину повинні становити по всмоктувальній стороні не менше ніж $0,04D$, а по нагнітальній стороні не менше ніж $0,03D$.

За відсутності ухилу лопаті радіус галтелі з двох сторін повинний бути не менше ніж $0,03D$.

Допускається плавний перехід лопаті в маточину перемінним радіусом.

6.3.2 У маточині гребного гвинта повинні бути виконані отвори для заповнення вільних порожнин між маточиною і конусом вала масою, інертною відносно корозійного впливу; заповненню такою масою підлягає також порожнина під обтічником.

6.3.3 Діаметр болтів (шпильок), які кріплять знімні лопаті до маточини гвинта, або внутрішній діаметр різьби цих болтів (шпильок) $d_{ш}$, мм, в залежності від того, який менше, повинний бути не менше визначеного за формул

$$d_{ш} = ks \sqrt{\frac{bR_{мл}}{dR_{мб}}}, \quad (6.3.3)$$

де:

$k = 0,33$ – при трьох шпильках з боку нагнітальної поверхні;

$0,30$ – при чотирьох шпильках з боку нагнітальної поверхні;

$0,28$ – при п'ятих шпильках з боку нагнітальної поверхні;

s – найбільша фактична товщина лопаті в розрахунковому кореневому перерізі (див. 6.2.1), мм;

b – ширина спрямленого циліндричного перерізу лопаті в розрахунковому кореневому перерізі, м;

$R_{мл}$ – тимчасовий опір матеріалу лопатей, МПа;

$R_{мб}$ – тимчасовий опір матеріалу болтів (шпильок), МПа;

d – діаметр окружності розташування центрів болтів (шпильок); при розташуванні шпильок не по окружності $d = 0,85l$ (l – відстань між найбільше віддаленими шпильками), м.

6.3.4 На суднах льодових класів підсиленнями головки болтів (гайки шпильок) кріплення лопатей гребних гвинтів, які є збірними, та їхні стопорні пристрої повинні бути заглиблені у фланець лопаті.

6.4 БАЛАНСУВАННЯ ГВИНТІВ

6.4.1 Остаточний оброблений гвинт повинний бути статично відбалансований.

Ступінь балансування повинний бути перевірений контрольним вантажем, при підвішуванні якого на кінець кожної горизонтально розташованої лопаті гвинт повинний почати обертання.

Маса контрольного вантажу повинна бути не більше визначеної формулою

$$m \leq km_{\text{гв}}/R, \quad (6.4.1)$$

де:

m – маса контрольного вантажу, кг;

$m_{\text{гв}}$ – маса гвинта, т;

R – радіус гвинта, м;

$k = 0,75$ якщо $n \leq 200$;

- 0,5 якщо $200 < n \leq 500$;

- 0,25 якщо $n > 500$;

n – розрахункова частота обертання гвинта, об/хв.

Якщо маса гвинта понад 10т коефіцієнт k повинний братися не більше 0,5 незалежно від частоти обертання гвинта.

6.5 ГВИНТИ РЕГУЛЬОВАНОВОГО КРОКУ

6.5.1 Силова система гідравліки ГРК повинна обладнуватися двома насосами з однаковою подачею – основним і резервним, – один із яких може приводитися від головних механізмів.

Приводний насос повинний забезпечувати перекладання лопатей на всіх режимах роботи головних механізмів.

При кількості насосів більше двох подача насосів повинна вибиратися за умови, що при виході з ладу будь-якого насоса сумарна подача насосів, які залишилися, повинна забезпечувати час перекладання лопатей не більше зазначеного в **6.5.5**.

На суднах, що мають два ГРК, може бути передбачений один незалежний резервний насос для обох гвинтів

6.5.2 Механізм зміни кроку повинний виконуватися таким чином, щоб при виході з ладу силової системи гідравліки була можливість установлення лопатей у положення переднього ходу.

На багатовальних суднах, крім криголамів і суден льодових класів **Ice 5** та **Ice 6**, указана вимога може не виконуватися.

6.5.3 На суднах з ГРК, де за умовами експлуатації можливе перевантаження головного двигуна, рекомендується застосовувати пристрої, які автоматично запобігають перевантаженню головного двигуна.

6.5.4 Силова система гідравліки повинна виконуватися відповідно до вимог, зазначених у розд. 7 частини IX «Механізми», а трубопроводи цієї системи повинні випробуватися відповідно до вказівок розд. 21 частини VIII «Системи і трубопроводи».

6.5.5 Час перекладання лопатей ГРК з положення повного переднього ходу на положення повний задній хід при непрацюючих головних механізмах не повинний перевищувати 20с для гвинтів діаметром до 2м включно і 30с для гвинтів діаметром понад 2м.

6.5.6 У гравітаційних системах змащування ГРК напірні цистерни повинні розташовуватися вище найвищої вантажної ватерлінії і повинні обладнуватися показчиками рівня і сигналізацією нижнього рівня.

6.6 ГІДРАВЛІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ

6.6.1 Ущільнення конуса і кожуха фланця гребного вала після встановлення гвинта повинні бути випробувані тиском не менше ніж 0,2МПа.

Якщо зазначені ущільнення знаходяться під тиском мастила з дейдвудної труби або маточини гвинта, вони повинні бути випробувані разом із дейдвудними ущільненнями або маточиною гребного гвинта.

6.6.2 Маточина ГРК після складання лопатей повинна випробуватися внутрішнім тиском, який дорівнює висоті стовпа робочого рівня мастила в напірній цистерні, або тиском, утворюваним насосом, що діє в системі змащування маточини.

Як правило, випробування здійснюють при перекладанні лопатей.

7. ЗАСОБИ АКТИВНОГО КЕРУВАННЯ СУДНАМИ

7.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

7.1.1 Вимоги цього розділу відносяться до засобів активного керування судном (ЗАКС), як вони визначені в **1.2**, і поширюються на гвинтостернові колонки (ГСК) із заглибним поворотним гребним електродвигуном або з механічною передачею потужності на гребний гвинт, включаючи відкидні і висувні ГСК, водомети, крильчасті рушії, рушії в поперечному каналі (підрулювальні установки) та інше обладнання подібного призначення

7.1.2 У випадку використання ЗАКС як головного рушійно-стернового пристрою, їх повинно бути, як правило, не менше двох.

При цьому повинні бути передбачені пости керування, обладнані необхідними приладами і засобами зв'язку, як зазначено в **2.5, 3.1 – 3.3**.

При установленні на судні одного ЗАКС як головного рушійно-стернового пристрою на розгляд Регістру повинне бути представлено технічне обґрунтування.

7.1.3 Визначення типу і конструкції головних ЗАКС при проектуванні судна повинне виконуватися з урахуванням призначення і району плавання судна, а також особливостей його експлуатації.

7.1.4 Вимоги щодо установлення механізмів і обладнання ЗАКС, матеріалів і зварювання на-ведені в **1.3, 2.4** та **4.4**.

7.1.5 Для ЗАКС у складі пропульсивних установок і ЗАКС систем динамічного позиціонування розміри і матеріали валів, муфт, болтів для з'єднування, рушіїв, зубчастих передач, пристроїв повороту, а також електрообладнання повинні відповідати вимогам відповідних частин і розділів Правил.

7.1.6 Розрахунки зубчастих передач ЗАКС повинні виконуватися за методикою, викладеною в **4.2** частини IX «Механізми», або за іншою методикою, яка визнана Регістром. При цьому коефіцієнти запасу зубчастих передач повинні бути не менше зазначених у **4.2** частини IX «Механізми». Значення цих коефіцієнтів для передач ЗАКС систем динамічного позиціонування повинні братися як для головних ЗАКС.

7.1.7 Ресурс підшипників кочення для забезпечення працездатності ЗАКС до чергового огляду повинний бути не менше ніж:

- 30000 годин – для головних ЗАКС,
- 10000 годин – для ЗАКС систем динамічного позиціонування,
- 5000 годин – для допоміжних ЗАКС.

7.1.8 Приміщення, в яких знаходяться механізми ЗАКС, повинні бути обладнані відповідними засобами вентиляції, пожежогашіння, осушення, опалення та освітлення.

7.2 ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ

7.2.1 ГСК повинні мати пристрої, які забезпечують фіксацію положення при повороті на будь-який кут.

7.2.2 Головні ЗАКС повинні мати аварійний механізм повороту. Також повинний бути передбачений показчик кута положення головних ЗАКС.

Різниця між зазначеним і дійсним кутом положення головних ЗАКС повинна бути відповідна до **2.9.15** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення». Повинні виконуватися вимоги **6.1.4** частини IX «Механізми».

7.2.3 При установленні на судні двох і більше головних ЗАКС, кожний із них повинний бути обладнаний власним незалежним пристроєм повороту (зміни кута упору).

7.2.4 Повинна бути доведена і зареєстрована здатність механізмів протягом достатньо малого часу змінювати напрямок упору для зупинки судна, що йде переднім ходом з максимальною експлуатаційною швидкістю в межах прийнятної відстані.

ГСК, що здійснює реверс поворотом установки, повинна забезпечити прийнятний час реверсування залежно від призначення судна. При цьому час повороту на 180° не повинний бути більше 20с для

установок із гвинтом діаметром до двох метрів включно і більше 30с – для установок із гвинтом діаметром понад два метри.

7.2.5 Внутрішня частина ЗАКС повинна бути надійно захищена від попадання забортної води ущільненнями схваленого Регістром типу.

Для головних ЗАКС і ЗАКС систем динамічного позиціонування це ущільнення повинне бути виконане не менше ніж із двох окремих близьких за ефективністю ущільнювальних елементів.

7.2.6 Повинний бути забезпечений зручний доступ до складових частин ЗАКС при їхньому обслуговуванні в обсязі, передбаченому посібником з обслуговування і експлуатації.

7.2.7 Якщо конструкція головних ЗАКС не забезпечує запобігання вільного обертання рушія і валопроводу у випадку виходу з ладу приводного механізму, повинний бути передбачений гальмовий пристрій відповідно до вимог **5.8** (див. також **17.3.4** частини XI «Електричне обладнання»).

За погодженням із Регістром гальмові пристрої для ЗАКС систем динамічного позиціонування і допоміжних ЗАКС можуть не передбачатися.

7.2.8 Міцність деталей механізму повороту головних ЗАКС, деталей корпусу і кріплення складових частин, валів, зубчастих передач, деталей ГРК повинні бути розраховані таким чином, щоб вони могли витримати без пошкоджень навантаження, що викликають руйнування лопаті гребного гвинта.

7.2.9 Головні ЗАКС криголамів та суден льодових класів **Ice4 – Ice6** повинні мати пристрій, що запобігає льодовому перевантаженню механізму повороту.

7.2.10 Міцність деталей механізму повороту головних ЗАКС, елементів кріплення до корпусу судна повинна бути розрахована таким чином, щоб витримувати без пошкоджень гідродинамічні та льодові навантаження, що впливають на гребний гвинт, насадку та корпус ЗАКС.

Допускається визначення гідродинамічних та льодових навантажень на елементи ЗАКС за результатами гідродинамічних випробувань та випробувань самохідних моделей у льодовому дослідному басейні за методиками, погодженими із Регістром.

7.2.11 Для моніторингу технічного стану головних ЗАКС у експлуатації вони повинні обладнуватися засобами контролю з урахуванням вимог розд. **9** та **11**.

Система моніторингу технічного стану повинна сполучати функції убудованих (стаціонарних) систем і переносних засобів контролю.

Склад обладнання системи моніторингу технічного стану, контрольовані параметри та періодичність їхніх вимірів, а також норми технічного стану об'єктів контролю ЗАКС розробляються виробниками та/або постачальниками обладнання.

Технічне обґрунтування необхідного обсягу контролю головних ЗАКС повинне бути погоджене з Регістром.

7.3 ЗАСОБИ АВАРІЙНО-ПОПЕРЕДЖУВАЛЬНОЇ СИГНАЛІЗАЦІЇ

7.3.1 ЗАКС, як мінімум, повинні бути обладнані засобами аварійно-попереджувальної сигналізації за наступними параметрами:

- .1** перевантаження та аварійне припинення роботи приводного двигуна;
- .2** утрата живлення в системі дистанційного керування і сигналізації;
- .3** низький рівень у цистерні мастила (якщо вона є);
- .4** низький тиск у системі мастила при змащуванні під тиском;
- .5** низький рівень масла в системі гідравліки розвороту колонок і лопатей ГРК;
- .6** низький рівень масла в цистерні підпору пристроїв для ущільнювання;
- .7** високий рівень води в лялах корпусу і приміщеннях ЗАКС.

7.3.2 На ходовому містку повинні бути передбачені прилади, що забезпечують індивідуальну індикацію за наступними параметрами:

- .1** перевантаження і аварійна зупинка приводного двигуна ЗАКС і двигуна приводу механізму повороту ГСК, якщо відсутній автоматичний захист;
- .2** частота обертання гребного гвинта, крильчастого рушія або імпелера водомету;
- .3** кут розвороту лопатей або крок ГРК;
- .4** напрямок упору ГФК, крильчастого рушія або імпелера водомету;
- .5** кут повороту ГСК, реверс-стернового пристрою водомета або ексцентриситет крильчастого рушія;
- .6** наявність живлення в системі сигналізації.

7.3.3 Для допоміжних ЗАКС кількість параметрів аварійно-попереджувальної сигналізації і приладів індикації може бути зменшена за погодженням із Регістром.

7.4 ВИМОГИ ДО КЕРОВАНOSTІ

7.4.1 На судні повинні бути відомості про час і відстань гальмування і про зміну напрямку руху судна, зареєстровані під час випробувань, разом з результатами випробувань за здатністю судна, що має кілька головних ЗАКС, йти або маневрувати при непрацюючих одному або декількох головних ЗАКС для їх використання капітаном або призначеним персоналом.

7.4.2 При установленні на судні кількох головних ЗАКС, таких як ГСК, водомети або інші типи пропульсивних комплексів, кожний з них має бути забезпечений:

- або головним і допоміжним рульовим приводом,

- або не менш як двома однаковими рульовими приводами, що забезпечують поворот ЗАКС відповідно до **7.4.8**.

При цьому головний і допоміжний рульові приводи повинні бути влаштовані так, щоб окремі пошкодження одного з них не виводили з ладу інший.

7.4.3 При установленні на судні одного головного ЗАКС воно повинно бути обладнане не менше ніж двома однаковими системами пристроїв повороту, що забезпечують поворот ЗАКС згідно з **7.4.7**.

Повинен бути представлений детальний аналіз ризиків для підтвердження того, що в разі одиничного пошкодження в механізмі повороту, системі керування або джерелі живлення керованість судном збережеться.

7.4.4 Всі компоненти пристрою повороту ГСК або інших пристроїв головних ЗАКС, що забезпечують зміну кута упору рушіїв з метою керування судном, повинні мати міцну конструкцію, надійність якої підтверджується відповідними розрахунками з урахуванням **7.1.5**.

Всі відповідальні компоненти пристроїв зміни кута упору головних ЗАКС повинні бути дубльовані. При відсутності дублювання цих компонентів, а також при відсутності в Правилах вимог до окремих елементів ЗАКС, можливість їх застосування повинна бути узгоджена з Регістром.

У відповідальних компонентах повинні, де це можливо, використовуватися антифрикційні підшипники кочення або ковзання із забезпеченням можливості їх постійного змащування або з обладнанням їх пристроями підведення мастила.

7.4.5 Пристрої повороту (зміни кута упору) головного рульового приводу головних ЗАКС повинні:

- .1** мати достатню міцність для забезпечення керованості судном при максимальній швидкості переднього ходу, що повинно бути підтверджено випробуваннями;
- .2** забезпечувати зміну кута упору в межах заявлених конструктивних кутів повороту ЗАКС з одного борту на другий із середньою кутовою швидкістю не менше 2,3°/с при максимальній швидкості переднього ходу судна;
- .3** працювати від джерела енергії (для всіх суден);
- .4** мати конструкцію, що виключає ушкодження при максимальній швидкості заднього ходу судна в межах заявлених конструктивних кутів повороту ЗАКС з одного борту на другий, що повинно бути підтверджено випробуваннями.

Примітка. Заявлені межі конструктивних кутів повороту (див. також 2.9.2 ÷ 2.9.3 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення») - робочі діапазони максимального кута повороту, або еквівалентної величини, відповідно з керівництвом виготовлювача по забезпеченню безпечної роботи, з урахуванням швидкості судна, моменту або частоти обертання гребного гвинта чи інших обмежень. Заявлені межі конструктивних кутів повороту повинні задаватися виготовлювачем системи керування курсом для кожного ЗАКС. Випробування маневреності і керованості судна (з урахуванням вимог резолюції ІМО MSC.137 (76)) повинні проводитися при заявлених межах кута повороту ЗАКС.

7.4.6 Пристрої повороту (зміни кута упору) допоміжного рульового приводу головних ЗАКС повинні:

.1 швидко приводиться в дію в екстрених випадках і мати достатню міцність для забезпечення керування судном при швидкості, що забезпечує його керованість;

.2 забезпечувати зміну кута упору ЗАКС в межах заявлених конструктивних кутів повороту ЗАКС з одного борту на другий із середньою кутовою швидкістю не менше $0,5^\circ/\text{с}$ при швидкості переднього ходу судна, яка дорівнює половині значення максимальної швидкості або 7 вуз (залежно від того, що більше);

.3 працювати від джерела енергії для всіх суден, де необхідне виконання вимоги **7.4.6.2**, а також на суднах, де пропульсивна потужність кожного ЗАКС більша 2500 кВт.

Примітка. Заявлені межі конструктивних кутів повороту (див. також 2.9.2 ÷ 2.9.3 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення») - робочі діапазони максимального кута повороту, або еквівалентної величини, відповідно з керівництвом виготовлювача по забезпеченню безпечної роботи, з урахуванням швидкості судна, моменту або частоти обертання гребного гвинта чи інших обмежень. Заявлені межі конструктивних кутів повороту повинні задаватися виготовлювачем системи керування курсом для кожного ЗАКС. Випробування маневреності і керованості судна (з урахуванням вимог резолюції ІМО MSC.137 (76)) повинні проводитися при заявлених межах кута повороту ЗАКС.

7.4.7 При встановленні на судні одного головного ЗАКС, в якому рульовий пристрій містить два і більше однакових силових агрегатів і два і більше пристроїв повороту, допоміжний рульовий пристрій не потрібний, якщо:

.1 на пасажирському судні забезпечується виконання вимог **7.4.5**, коли будь-який один силовий агрегат не працює;

.2 на вантажному судні забезпечується виконання вимог **7.4.5** при роботі всіх силових агрегатів;

.3 сконструйовано так, що при одиничному ушкодженні в системі його трубопроводів або одного з силових агрегатів керованість може підтримуватися або бути в короткий час відновлена.

Примітка. Силовий агрегат рульового приводу - для неелектричних (альтернативних) рульових пристроїв силовий агрегат рульового приводу розглядається як визначено в 1.2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення». Для електричних рульових пристроїв відповідно до 1.2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення» електричні мотори повинні розглядатися як частина силового агрегату і пристрою повороту.

7.4.8 При установленні на судні декількох головних ЗАКС, в яких кожний рульовий пристрій містить дві або більше однакових системи пристроїв повороту, допоміжний рульовий привод не вимагається, якщо кожен рульовий привод:

.1 на пасажирському судні забезпечується виконання вимог **7.4.5**, коли одна будь-яка система пристроїв повороту рульового приводу не працює;

.2 на вантажному судні забезпечується виконання вимог **7.4.5** при роботі всіх систем пристроїв повороту рульового приводу;

.3 сконструйований так, що при одиничному ушкодженні в системі його трубопроводів або однієї з систем пристроїв повороту керованість може підтримуватися або бути в короткий час відновлена незалежно від того, чи є загальні або індивідуальні силові агрегати у рульових пристроїв.

Примітка. Силовий агрегат рульового приводу - для неелектричних (альтернативних) рульових пристроїв силовий агрегат рульового приводу розглядається як визначено в 1.2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення». Для електричних рульових пристроїв відповідно до 1.2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення» електричні мотори повинні розглядатися як частина силового агрегату і пристрою повороту.

7.4.9 Вимоги цього пункту поширюються на ЗАКС, що мають точно задані критерії керованості залежно від швидкості судна, а також у випадку відсутності (втрати) пропульсивної потужності.

Якщо пропульсивна потужність окремого ЗАКС перевищує 2500кВт, то повинно бути передбачене автоматичне включення протягом 45с альтернативного джерела живлення, за яке може використовуватися аварійне джерело електроенергії, або незалежне джерело електроенергії, розташоване в приміщенні ЗАКС, достатнє для забезпечення роботи пристрою повороту (зміни кута упору) ЗАКС, що відповідає вимогам **7.4.6.2**, а також пов'язаних з ним систем керування і показчика положення ЗАКС. Незалежне джерело повинне використовуватися лише для цієї мети.

На кожному судні валовою місткістю 10000 і більше альтернативне джерело живлення повинне забезпечувати безперервну роботу протягом не менше 30хв., а на будь-якому іншому судні - не менше 10хв.

7.4.10 При установленні на судні двох і більше головних ЗАКС вимоги **5.5.2 ÷ 5.5.3** частини XI «Електричне обладнання» повинні виконуватися для кожного ЗАКС.»

7.5 ГІДРОАВЛІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ

7.5.1 Внутрішня частина корпусу установок після складання повинна бути випробувана пробним гідравлічним тиском, що відповідає максимальній робочій глибині занурення, з урахуванням підпору ущільнюючого обладнання.

Для водометних рушіїв урахується тиск, створюваний напором води при реверсі.

7.5.2 Ущільнення після монтажу повинні бути випробувані на щільність тиском, рівним висоті стовпа рідини в напірних цистернах при робочому рівні.

7.5.3 Додатково може вимагатися перевірка зварних швів деталей ГСК та інших зварених конструкцій методом неруйнівного контролю в обсязі вимог частини XIV «Зварювання».

8. КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ

8.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

8.1.1 Вимоги цього розділу поширюються на пропульсивні установки, потужність яких дорівнює 75кВт та більше, що обладнані головними двигунами внутрішнього згорання, та не менше 110кВт з турбо-, та електроприводами, а також на дизель-генератори та допоміжні механізми з двигунами внутрішнього згорання, потужність яких 110кВт та більше.

8.1.2 Розрахунки крутильних коливань повинні виконуватися як для основного варіанта, так і для можливих в експлуатації варіантів та режимів роботи установки, які наведені нижче:

.1 максимального відбору потужності і холостого ходу (при нульовому положенні лопатей) установок з ГРК і крильчастими рушіями;

.2 роздільної і паралельної роботи головних двигунів на загальний редуктор;

.3 режиму заднього ходу;

.4 вмикання додаткових приймачів потужності, якщо їхні моменти інерції порівнянні з моментом інерції робочого циліндра;

.5 з одним непрацюючим циліндром для установок з пружними муфтами і редукторами; при цьому, за непрацюючий повинний прийматися циліндр, відключення якого створює найбільший вплив на збільшення напружень та змінних моментів;

.6 із заклиненням або знятим демпфером – для установок з одним головним двигуном;

.7 із заблокованою пружною муфтою, пружні елементи якої зруйнувалися (для установок з одним головним двигуном).

8.1.3 Для суден обмежених районів плавання **R3, R3-IN, D-R3-S, D-R3-RS** розрахунки **8.1.2.6** та **8.1.2.7** – не вимагаються.

У будь-якому разі надання розрахунку не потрібне, якщо документально підтверджено, що розрахункова крутильна схема установки повністю аналогічна тій, яка схвалена раніше, або відмінності значення моментів інерції та податливості з'єднань не перевищують 10% та 5% відповідно, або розрахунки може бути обмежено визначенням частот вільних коливань, якщо на цьому етапі розрахунків буде встановлено, що відмінності моментів інерції мас і податливості з'єднань не приводять до зміни частоти вільних коливань будь-якої із форм, що розглядаються, більше ніж на 5%.

8.1.4 Розрахунок крутильних коливань повинний містити:

.1 докладні дані всіх елементів установки:

- технічні параметри двигуна, рушія, демпфера, пружних муфт, редуктора, генератора тощо;

- частоти обертання, що відповідають основним специфікаційним режимам тривалої роботи на часткових режимах (середній, малий, самий малий ходи, режим тралення, режим нульової швидкості для установок із ГРК, режими головного дизель-генератора тощо);

- схеми усіх можливих варіантів роботи установки;

- початкові дані розрахункової крутильної схеми установки;

.2 таблиці частот вільних коливань усіх форм, що мають резонанси до 12-го порядку включно у діапазоні частот обертання $(0-1,2)n_p$, із відносними амплітудами коливань мас і моментів, а також з масштабами напружень (моментів) для усіх ділянок системи;

.3 щодо кожного із порядків усіх форм коливань, які розраховані:

- значення резонансних амплітуд коливань першої маси системи;

- значення резонансних напружень (моментів) в усіх елементах системи (валах, редукторах, муфтах, генераторах, пресових та пресово-шпонкових з'єднаннях тощо), а також температур гумових елементів пружних муфт та порівняння їх з допустимими значеннями;

.4 значення сумарних напружень (моментів) за необхідності урахування одночасної дії збурювальних моментів декількох порядків та їхнього порівняння із відповідними допустимими значеннями;

.5 графіки напружень (моментів) в основних ділянках системи із нанесеними на них значеннями, що допускаються для тривалої роботи та швидкого проходу, а також із забороненими зонами, якщо вони призначені;

.6 висновки за результатами розрахунку.

8.1.5 Під амплітудою перемінних напружень від крутильних коливань розуміється значення $(\tau_{max} - \tau_{min})/2$, як це може бути заміряно на валу при відповідних умовах при циклі, що повторюється.

8.1.6 Для дизель-генераторів на судах напруження від крутильних коливань повинні перевірятися (з урахуванням конструкції) і не перевищувати допустимі напруження для генератора, валів, муфт і демпфера крутильних коливань. При цьому номінальна потужність дизель-генератора, яка використовується в розрахунку має відповідати фактичній потужності при роботі дизель-генератора, а вибір муфт повинен проводитися з урахуванням напружень і моментів, викликаних крутильними коливаннями системи.

8.2 ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ КОЛІНЧАТИХ ВАЛІВ

8.2.1 У зонах частот обертання $(0,7...1,05)n_p$ для колінчастих валів головних двигунів криголамів та суден льодових класів **Ice4 – Ice6** і $(0,9...1,05)n_p$ для колінчастих валів головних двигунів інших суден і колінчастих валів двигунів, що працюють на генератори та інші допоміжні механізми відповідального призначення, сумарні напруження від крутильних коливань, за умови тривалої роботи, не повинні перевищувати значення, які визначено за формулами:

при виконанні розрахунку колінчастого вала згідно з вимогами **2.4.5** частини IX «Механізми»

$$\tau_1 = \pm \tau_N; \quad (8.2.1-1)$$

при виконанні розрахунку колінчастого вала іншим методом

$$\tau_1 = \pm 0,76 \frac{R_m + 160}{18} C_d; \quad (8.2.1-2)$$

в зонах частот обертання нижче зазначених

$$\tau_1 = \pm \frac{\tau_N [3 - 2(n/n_p)^2]}{1,38}, \quad (8.2.1-3)$$

або

$$\tau_1 = \pm 0,55 \frac{R_m + 160}{18} C_d [3 - 2(n/n_p)^2], \quad (8.2.1-4)$$

де:

τ_1 – допустимі напруження, МПа;

τ_N – максимальне змінне напруження кручення, яке визначено розрахунком колінчастого вала згідно формули (2.4.5.1) частини IX «Механізми», для найбільшого значення W_p , МПа;

R_m – тимчасовий опір матеріалу вала, МПа. При застосуванні матеріалу з тимчасовим опором більше 800 МПа для розрахунків необхідно брати $R_m = 800$ МПа.

n – частота обертання, що досліджується, об/хв.

Для буксирів, риболовецьких траулерів та інших суден, головні двигуни яких довго експлуатуються з максимальним крутильним моментом при частотах нижче розрахункових у всьому робочому діапазоні, необхідно брати $n = n_p$ та використовувати формули (8.2.1-1) і (8.2.1-2).

Для головних дизель-генераторів суден з електрорухом як n потрібно брати по чергово усі можливі специфікаційні режими n_p , і в кожному з діапазонів $(0,9-1,05)n_p$ для часткових навантажень необхідно використовувати формули (8.2.1-3) та (8.2.1-4);

n_p – розрахункова частота обертання, об/хв;

$C_d = 0,35 + 0,93d^{-0,2}$ – масштабний коефіцієнт;

d – діаметр вала, мм.

8.2.2 Сумарні напруження від крутильних коливань для зон частот обертання, заборонених для тривалої роботи, але через які допустиме швидке проходження, не повинні перевищувати визначених за формулами:

для колінчастих валів головних двигунів

$$\tau_2 = 2\tau_1; \quad (8.2.2-1)$$

для колінчастих валів двигунів, які працюють на генератор та інші допоміжні механізми відповідального призначення

$$\tau_2 = 5\tau_1, \quad (8.2.2-2)$$

де:

τ_2 – допустимі напруження для частот обертання, заборонених для тривалої роботи, але через які допустимий швидкий прохід;

τ_1 – допустимі напруження, визначені за однією з формул (8.2.1-1) – (8.2.1-4).

8.3 ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ ПРОМІЖНИХ, УПОРНИХ, ГРЕБНИХ ВАЛІВ ТА ВАЛІВ ГЕНЕРАТОРІВ

8.3.1 Сумарні напруження від крутильних коливань при тривалій роботі не повинні перевищувати таких, які визначені за формулами:

у зонах частот обертання $(0,7...1,05)n_p$ – для валів криголамів та суден льодових класів **Ice4 – Ice6** та $(0,9...1,05)n_p$ – для валів інших суден і валів генераторів

$$\tau_1 = \pm 1,38 \frac{R_m + 160}{18} C_k C_d; \quad (8.3.1-1)$$

у зонах частот обертання нижче зазначених

$$\tau_1 = \pm \frac{R_m + 160}{18} C_k C_d \left[3 - 2 \left(n / n_p \right)^2 \right], \quad (8.3.1-2)$$

де:

τ_1 – допустимі напруження, МПа;

R_m – тимчасовий опір матеріалу вала, МПа.

При застосуванні матеріалів з тимчасовим опором понад 800 МПа (для проміжного і упорного валів із легованої сталі) та більше 600 МПа (для проміжного і упорного валів із вуглецевої та вуглецево-марганцевої сталі, а також для гребного вала) в розрахунках необхідно брати $R_m = 800$ МПа та 600 МПа відповідно;

C_k – коефіцієнт, який береться за табл. 8.3.1;

C_d, n, n_p – див. 8.2.1.

Таблиця 8.3.1 Коефіцієнт C_k

Конструктивний тип валів		C_k
Проміжний вал, упорний вал виносного упорного підшипника поза районом підшипника кочення або гребня підшипника ковзання, вал генератора	з суцільнокованими фланцями або при безшпонкових з'єднаннях ¹	1,0
	з радіальним отвором (див. 5.2.7)	0,50
	зі шпонковим пазом конічного з'єднаннях (див. 5.2.9)	0,60
	зі шпонковим пазом циліндричного з'єднаннях (див. 5.2.9)	0,45
	з поздовжнім вирізом (див. 5.2.8)	0,30 ²
Упорний вал у районі гребеня або упорного підшипника кочення (див. 5.2.2)		0,85
Гребний вал	носові ділянки ($k = 1,15$ – див. 5.2.3)	0,80
	ділянки у районі кормового дейдвудного підшипника та гребного гвинта ($k = 1,22$; $k = 1,26$ – див. 5.2.3)	0,55

¹ Якщо вали можуть зазнавати напруження від вібрації, близькі до допустимих при тривалій роботі, повинне бути забезпечене збільшення діаметру в пресовому з'єднанні.

² Інше значення C_k може бути обґрунтоване та розраховане. $C_k = 1,45/scf$, де: scf – коефіцієнт концентрації напружень, який розраховується як відношення між максимальним місцевим головним напруженням і збільшеним в $\sqrt{3}$ раз номінальним напруженням кручення (визначається для порожнистого вала без вирізів).

8.3.2 Сумарні напруження від крутильних коливань для зон частот обертання, заборонених для тривалої роботи, але через які допускається швидке проходження, не повинні перевищувати:

для проміжних, упорних, гребних валів та валів валогенераторів

$$\tau_2 = \frac{1,7\tau_1}{\sqrt{C_k}}; \quad (8.3.2)$$

для валів генераторів, які приводяться допоміжними двигунами – значення, визначене за формулою (8.2.2-2).

8.4 ДОПУСТИМИЙ МОМЕНТ У РЕДУКТОРІ

8.4.1 Змінний момент у будь-якому ступені редуктора при тривалій роботі і швидкому проході не повинний перевищувати допустимих значень установлених виробником для зазначених режимів.

8.4.2 За відсутності зазначених у **8.4.1** даних змінний момент у будь-якому ступені редуктора при тривалій роботі повинний задовольняти наступним умовам:

у зонах частот обертання $(0,7-1,05)n_p$ – для головних установок криголамів і суден льодових класів **Ice4 – Ice6** і $(0,9-1,05)n_p$ – для інших суден

$$M_{зм} \leq 0,3M_{ном}; \quad (8.4.2-1)$$

у зонах частот обертання нижче зазначених, розрахунок допустимого змінного моменту повинний бути наданий на розгляд Регістру, але у будь-якому випадку

$$M_{зм} \leq 1,3M_{ном} - M, \quad (8.4.2-2)$$

де:

$M_{ном}$ – середній крутильний момент ступеня, який розглядається, при номінальній частоті обертання, Н·м;

M – середній крутильний момент при частоті обертання, яка розглядається, Н·м.

При швидкому проходженні розрахунок значення змінного моменту також повинний бути наданий на розгляд Регістру.

8.5 ДОПУСТИМИЙ МОМЕНТ І ТЕМПЕРАТУРА ПРЕЖНИХ МУФТ

8.5.1 Змінний момент у муфті, відповідні йому напруження або температура в матеріалі пружного елемента, які обумовлені крутильними коливаннями, при тривалій роботі і при швидкому проходженні не повинні перевищувати допустимих значень, установлених виробником для зазначених режимів.

8.5.2 За відсутності зазначених у **8.5.1** даних моменти, напруження або температури, які допускаються для тривалої роботи і швидкого проходу, повинні визначатися за методиками, визнаними Регістром.

8.6 ІНШІ ЕЛЕМЕНТИ УСТАНОВКИ

8.6.1 Для пресових з'єднань гребного гвинта з валом та сполучних муфт валопроводу сумарний момент (середній крутильний момент у сумі зі змінним) при тривалій роботі не повинний перевищувати моменту тертя у з'єднаннях.

8.6.2 Для роторів генераторів за відсутності допустимих значень, визначених виробником, змінний момент не повинний перевищувати при тривалій роботі дворазового, при швидкому проході – шестиразового номінального моменту генератора.

8.7 ВИМІРЮВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

8.7.1 Результати розрахунку крутильних коливань для установок із головними механізмами повинні бути підтверджені вимірами.

Виміри повинні робитися для усіх варіантів і режимів роботи установки, для яких відповідно до **8.1.2** виконані розрахунки, за виключенням аварійних режимів, що наведені у **8.1.2.6** та **8.1.2.7**.

Регістр в обґрунтованих випадках може зажадати виконання вимірів крутильних коливань для допоміжних дизель-генераторів і допоміжних механізмів відповідального призначення з приводом від ДВЗ.

8.7.2 Результати вимірів на головному судні (агрегаті) серії поширюються на усі судна (агрегати) цієї серії, які не мають відмінностей у системі двигун – валопровід – рушій (приводний механізм).

8.7.3 Резонансні (вільні) частоти коливань, які отримані при вимірах, не повинні відрізнятися від розрахункових більше ніж на 5%. У протилежному випадку розрахунок повинний бути підданий відповідному коригуванню.

8.7.4 Визначення напружень за даними вимірів повинне виконуватися за найбільшими амплітудами коливань або напруженнями відповідної частини торсіограми або осцилограми.

При оцінюванні сумарних напружень від декількох порядків коливань необхідно робити гармонійний аналіз зареєстрованих параметрів.

8.8 ЗАБОРОНЕНІ ЗОНИ ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ

8.8.1 Якщо напруження у валах, моменти в будь-яких елементах установки або температура гумових елементів пружних муфт, обумовлені крутильними коливаннями, перевищують відповідні допустимі величини для тривалої роботи, визначені відповідно до **8.2.1**, **8.3.1**, **8.4** – **8.6**, призначається заборонена зона частот обертання.

8.8.2 Заборонені зони не допускаються для частот обертання:

$n \geq 0,7n_p$ – для криголамів і суден льодових класів **Ice4** – **Ice6**;

$n \geq 0,8n_p$ – для інших суден;

$n = (0,9-1,05)n_p$ – для дизель-генераторів та інших дизельних допоміжних установок відповідального призначення.

Для головних дизель-генераторів суден із електрорухом як n_p необхідно брати по черзі усі фіксовані частоти обертання, які відповідають специфікаційним режимам часткових навантажень.

На криголамах і суднах льодових класів **Ice6** з ГФК рекомендується уникати резонансів лопатевої частоти у діапазоні $(0,5-0,8)n_p$.

Заборонена зона частоти обертання за умови відключення одного циліндра у випадку одного головного двигуна на судні не повинна впливати на керованість судна.

8.8.3 Установлення демпфера або антивібатора допускається у тому випадку, якщо іншими способами знизити напруження (моменти) від крутильних коливань не вдається, і вони перевищують такі, що допускаються в **8.2** – **8.6**:

- для тривалої роботи – у діапазоні частот обертання, де заборонена зона недопустима або небажана;

- для швидкого проходження – у будь-якій точці діапазону частот обертання $(0-1,2)n_p$.

8.8.4 Демпфер або антивібатор повинний забезпечувати зниження напружень (моментів) на резонансах, на які він налаштований, не менше ніж до 85% відповідних допустимих значень.

8.8.5 Використання демпферів або антивібаторів для вилучення заборонених зон у діапазоні частот обертання головного двигуна $(0,7-1,05)n_p$ для криголамів і суден льодових класів **Ice4** – **Ice6** і $(0,9-1,05)n_p$ для інших суден і дизель-генераторів повинно бути погоджено з Регістром.

8.8.6 Заборонена зона визначається діапазоном частот обертання, у якому напруження (моменти, температура) перевищують допустимі, збільшенням на обидві сторони на $0,02n_{рез}$ (із урахуванням похибки тахометра).

Двигун повинний працювати стабільно на границях забороненої зони.

Границі забороненої зони можуть визначатися за формулою

$$\frac{16n_{\text{рез}}}{18 - \frac{n_{\text{рез}}}{n_p}} \leq n \leq \frac{(18 - \frac{n_{\text{рез}}}{n_p})n_{\text{рез}}}{16}, \quad (8.8.6)$$

де: $n_{\text{рез}}$ – резонансна частота обертання, об/хв.

Для ГРК із можливістю роздільного регулювання кроку та частоти обертання повинні бути розглянуті режими повного та «нульового» кроку.

8.8.7 Заборонені зони повинні бути позначені на тахометрі відповідно до **2.5.2**.

Відомості про наявність заборонених зон і їхні межі повинні бути наведені на інформаційних табличках, що встановлені на усіх постах, з яких може керуватися установка.

8.8.8 При дистанційному керуванні головними механізмами з рульової рубки повинна виконуватися вимога **4.2.2.4** частини XV «Автоматизація».

9. ВІБРАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ І ОБЛАДНАННЯ. ТЕХНІЧНІ НОРМИ

9.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

9.1.1 Цей розділ регламентує гранично допустимі рівні вібрації (норми вібрації) судових механізмів і обладнання.

Норми призначені для оцінювання допустимості фактичних рівнів вібрації механізмів і обладнання суден при побудові (після ремонту) та в експлуатації за результатами вимірів параметрів їхньої вібрації.

Норми передбачають три категорії технічного стану механізмів та обладнання суден:

A – стан механізмів і обладнання після виготовлення (побудови судна) або ремонту при введенні в експлуатацію;

B – стан механізмів та обладнання під час нормальної експлуатації;

C – стан механізмів та обладнання, при якому вони вимагають проведення технічного обслуговування або ремонту.

Норми визначають верхні межі категорій *A* і *B*.

Для механізмів і обладнання, не зазначених в цьому розділі, але які мають вплив на безпечну експлуатацію судна, у випадку необхідності оцінки рівнів їхньої вібрації треба керуватися нормами, установлюваними виготовлювачем, або застосовними національними і міжнародними стандартами.

Виготовлювач судових механізмів і обладнання може застосовувати інші норми, за умови надання обґрунтування про працездатність виробу при інших умовах вібрації.

9.1.2 Вимірювання вібрації потрібно проводити на всіх головних судах серії, які будуються на кожному заводі, на першому судні проекту, що модифіковано, на судах одиничної побудови, та таких, які пройшли переобладнання.

Вимірювання вібрації механізмів та обладнання повинні виконуватися при побудові судна за програмою, схваленою Регістром.

Технічна документація за результатами вимірів представляється відповідно до вимог **1.5** частини II «Корпус».

Вимірювання вібрації механізмів та обладнання виконуються відповідно до вказівок **18.7** частини **5** «Технічний нагляд за побудовою суден» ПТНП.

9.1.3 При побудові судна (або після ремонту) вібрація механізмів та обладнання не повинна перевищувати рівня встановленої верхньої межі категорії *A*, виходячи з умов забезпечення достатнього запасу на зміну рівня вібрації в експлуатації.

При тривалій експлуатації судна вібрація механізмів та обладнання не повинна перевищувати рівня встановленої верхньої межі категорії *B*, виходячи з умов забезпечення вібраційної міцності та надійності роботи механізмів та обладнання.

9.1.4 Результати вимірів вібрації повинні бути порівняні з допустимими рівнями вібрації.

Якщо вібрація перевищує встановлені норми, повинні бути розроблені та здійснені заходи, спрямовані на її зниження до допустимих рівнів.

9.1.5 Рівні вібрації механізмів і обладнання не повинні перевищувати норми як під час стоянки судна, так і на специфікаційних режимах переднього ходу при різних рівнях його навантаження.

На неспецифікаційних режимах ходу може бути допущена вібрація, яка перевищує встановлені норми, при умові, що режими не тривалі.

9.1.6 При відхилення від цих норм на розгляд Регістру повинно бути надане технічне обґрунтування.

9.2 НОРМОВАНІ ПАРАМЕТРИ ВІБРАЦІЇ

9.2.1 Як основний параметр, що характеризує вібрацію, прийняте середньоквадратичне значення віброшвидкості, вимірюване в третинно-октавних смугах частот.

Допускається проведення вимірів вібрації в октавних смугах частот.

В якості додаткового параметра контролю вібрації можуть використовуватися нормовані середньоквадратичні значення віброшвидкості в діапазоні частот $2 \div 1000$ Гц, зазначені в нормативних документах конкретних механізмів і обладнання.

9.2.2 Параметром, який вимірюється, нарівні із віброшвидкістю може бути також середньо-квадратичне значення вібропришвидження.

9.2.3 Параметри вібрації вимірюються в абсолютних одиницях або в децибелах відносно стандартних граничних значень коливальної швидкості або коливального пришвидження, що дорівнюють $5 \cdot 10^{-5}$ мм/с, та $3 \cdot 10^{-4}$ м/с², відповідно.

Перерахування обмірюваних значень віброшвидкості у відносні одиниці виконується за формулою

$$L = 20 \lg \frac{v_e}{v_{eo}}, \quad (9.2.3)$$

де:

v_e – обмірюване середньо-квадратичне значення віброшвидкості, мм/с;

$v_{eo} = 5 \cdot 10^{-5}$ мм/с.

9.2.4 При вимірах вібрації в октавних смугах частот допустимі значення параметра можуть бути підвищені в $\sqrt{2} = 1,41$ рази (на 3дБ) порівняно зі значеннями, зазначеними в 9.3 – 9.8, для смуг із середньгеометричними частотами 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250 і 500 Гц.

9.2.5 Виміри вібрації механізмів здійснюються в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках відносно осей судна: вертикальному, горизонтально-траверзному і горизонтально-поздовжньому.

Для ДВЗ напрямки вимірів вібрації позначається по напрямку осей:

X – осьове (співпадаюче із напрямом колінчастого валу),

Y – горизонтально-траверзне,

Z – вертикальне.

Таке позначення повинне застосовуватися для головних двигунів та двигунів дизель-генераторів.

Точки виміру вібрації зазначені на рис. 9.2.5 і рис. 9.9.1.

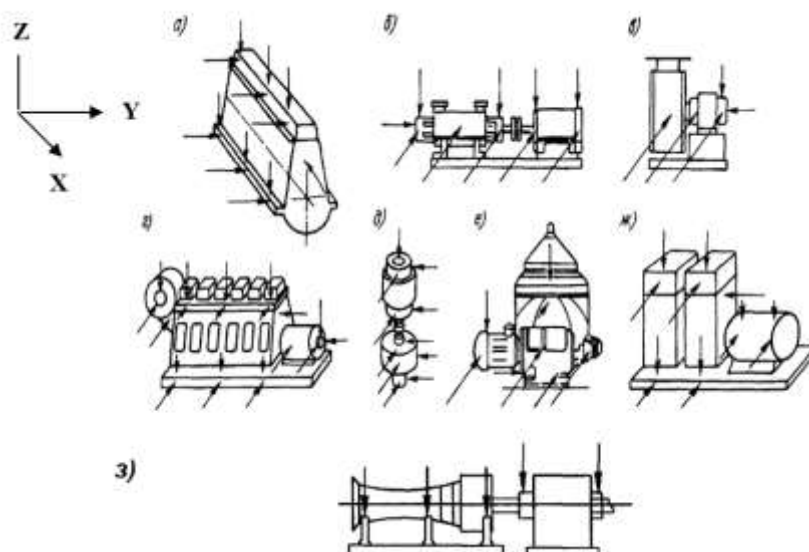


Рис. 9.2.5 Точки виміру вібрації:

а — двигун внутрішнього згоряння; б — горизонтальний насос; в — вентилятор; г — дизель-генератор; д — вертикальний насос; е — сепаратор; ж — поршневий компресор; з - газотурбозубчастий агрегат.

Стрілками зазначені точки і напрямки виміру вібрації.

9.2.6 Норми вібрації механізмів наведені у відповідних підрозділах для жорстких та податливих опор, на яких можуть кріпитися механізми у суднових умовах.

Жорстка опора – опора, у якої перша власна частота системи «опора – механізм» перевищує основну частоту збудження (робочу частоту обертання), у напрямку виміру вібрації більше ніж на 25 %.

Податлива опора – опора, у якої перша власна частота складає менше ніж 25% робочої частоти обертання механізму.

Податливість опори забезпечується установкою механізмів або опори на пружні елементи (віброізолятори різноманітних конструкцій – амортизатори, пружини, гумові ізолятори тощо).

Норми вібрації категорій *A* і *B* для механізмів, які установлені на жорстких опорах, наведені у відповідних таблицях та на рисунках.

Якщо ці механізми установлені на податливих опорах, значення норм допустимої вібрації збільшуються.

Для визначення значень віброшвидкості уводиться коефіцієнт множення для конкретного виду механізму.

9.3 НОРМИ ВІБРАЦІЇ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

9.3.1 Норми вібрації поширюються на ДВЗ потужністю 55кВт і більше із частотою обертання $\leq 3000 \text{ хв}^{-1}$.

9.3.2 Вібрація малообертових двигунів внутрішнього згоряння, які установлені на жорстких опорах, вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або віброприскорення, виміряні у напрямку осей *X* і *Z*, не перевищують значень зазначених у табл. 9.3.2 і на рис. 9.3.2.

При вимірі вібрації у напрямку осі *Y* (горизонтально-траверзному) норми допустимої віброшвидкості для категорій *A* і *B* збільшуються в 1,4 рази.

При установленні двигунів внутрішнього згоряння на податливих опорах (головні середньо-обертові двигуни і двигуни дизель-генераторів) норми допустимої вібрації для категорій *A* і *B*, виміряні в напрямку осей *X*, *Y* і *Z*, наведені в табл. 9.3.2 і на рис. 9.3.2, збільшуються в 1,4 рази.

9.3.3 Вібрація механізмів і пристроїв, навішених на двигун внутрішнього згоряння, не повинна перевищувати рівнів, наведених у 9.3.2.

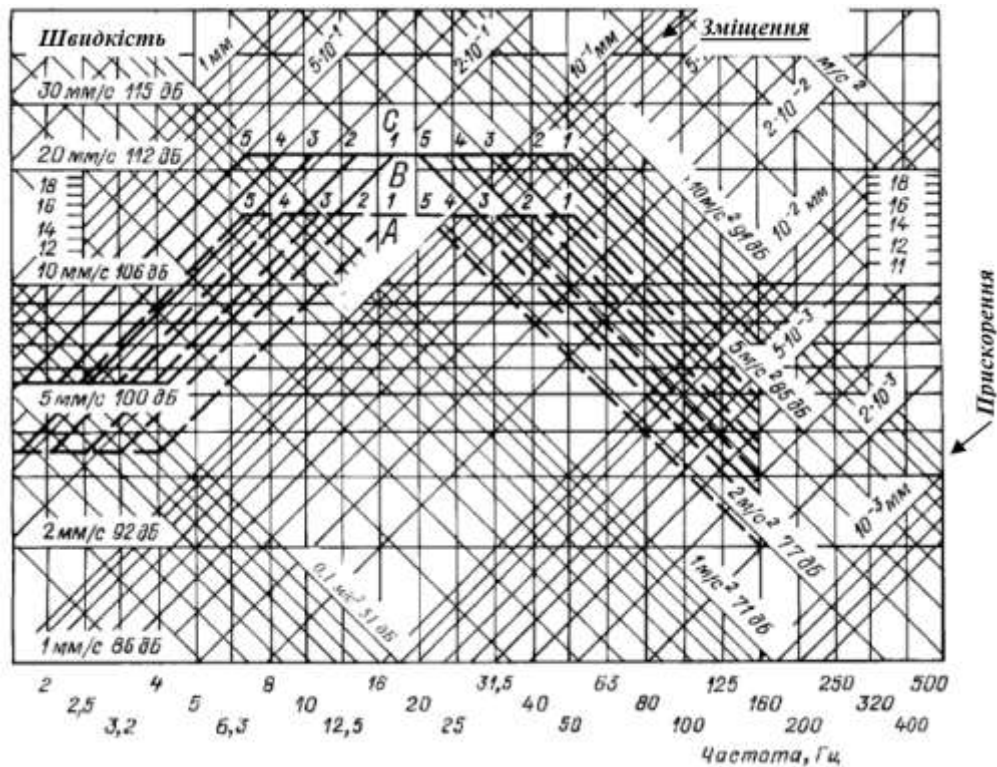


Рис.9.3.2. Норми вібрації ДВЗ:

1 – з ходом поршня до 30см; 2 – з ходом поршня 30 – 70см; 3 – з ходом поршня 71 – 140см; 4 – з ходом поршня 141 – 240см; 5 – з ходом поршня понад 240см;
 - верхня межа категорії А; ——— верхня межа категорії В.

9.3.4 Вібрація турбокомпресорів, яка виміряна на корпусах підшипників, вважається допустимою для категорій А і В, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або вібропришвидження не перевищують значень, наведених у табл. 9.3.4 і на рис. 9.3.4.

Таблиця 9.3.2 Норми вібрації ДВЗ

Рядок	Середньо-геометричні частоти третинно-октавних смуг, Гц	Двигуни з ходом поршня, см											
		менше ніж 30				від 30 до 70				від 71 до 140			
		Значення віброшвидкості, що є допустимими											
		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1,6	4	98	5,6	101	4	98	5.6	101	4	98	5,6	101
2	2	4	98	5,6	101	4	98	5.6	101	4	98	5,6	101
3	2,5	4	98	5,6	101	4	98	5,6	101	4	98	5,6	101
4	3,2	4	98	5.6	101	4	98	5.6	101	4.5	99	6,3	102
5	4	4	98	5.6	101	4.5	99	6,3	102	5,6	101	8,0	104
6	5	4,5	99	6.3	102	5.6	101	8,0	104	7.1	103	10	106
7	6,3	5,6	101	8.0	104	7,1	103	10	106	8.9	105	12,5	108
8	8	7,1	103	10	106	8.9	105	12.5	108	11	107	16	110
9	10	8,9	105	12.5	108	11	107	16	110	14	109	20	112
10	12,5	11	107	16	110	14	109	20	112	16	110	22	113
11	16	14	109	20	112	16	110	22	113	16	110	22	113
12	20	16	110	22	113	16	110	22	113	16	110	22	113
13	25	16	110	22	113	16	110	22	113	16	110	22	113
14	31,5	16	110	22	113	16	110	22	113	16	110	22	113
15	40	16	110	22	113	16	110	22	113	12,5	108	18	111
16	50	16	110	22	113	12,5	108	18	111	10	106	14	109
17	63	12,5	108	18	111	10	106	14	109	8	104	11	107
18	80	10	106	14	109	8	104	11	107	6,3	102	8,9	105
19	100	8	104	11	107	6.3	102	8.9	105	5	100	7.1	103
20	125	6.3	102	8.9	105	5	100	7,1	103	4	98	5.6	101

Рядок	Середньо-геометричні частоти третинно-октавних смуг, Гц	Двигуни з ходом поршня, см											
		менше ніж 30				від 30 до 70				від 71 до 140			
		Значення віброшвидкості, що є допустимими											
		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
21	160	5	100	7.1	103	4	98	5.6	101	3,2	96	4,5	99
Рядок	Середньо-геометричні частоти третинно-октавних смуг, Гц	Двигуни з ходом поршня, см											
		від 141 до 240						більше ніж 240					
		Значення віброшвидкості, що є допустимими											
		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ

Продовження таблиці 9.3.2

1	2	15	16	17	18	19	20	21	22
1	1,6	4	98	5,6	101	4	98	5,6	101
2	2	4	98	5.6	101	4,5	99	6.3	102
3	2,5	4.6	99	6,3	102	5,6	101	8,0	104
4	3,2	5.6	101	8,0	104	7,1	103	10	106
5	4	7.1	103	10	106	8.9	105	12,5	108
6	5	8.9	105	12,5	108	11	107	16	110
7	6,3	11	107	16	110	14	109	20	112
8	8	14	109	20	112	16	110	22	113
9	10	16	110	22	113	16	110	22	113
10	12,5	16	110	22	113	16	110	22	113
11	16	16	110	22	113	16	110	22	113
12	20	16	110	22	113	16	110	22	113
13	25	16	110	22	113	12,5	108	18	111
14	31,5	12,5	108	18	111	10	106	14	109
15	40	10	106	14	109	8	104	11	107
16	50	8	104	11	107	6,3	102	8,9	105
17	63	6,3	102	8,9	105	5	100	7,1	103
18	80	5	100	7,1	103	4	98	5,6	101
19	100	4	98	5,6	101	3,2	96	4,5	99
20	125	3.2	96	4,5	99	2,5	94	3,6	97
21	160	2.5	94	3,6	97	2	92	2,8	95

Таблиця 9.3.4 Норми вібрації турбокомпресорів

Рядок	Середньо-геометричні частоти третиннооктавних смуг, Гц	Значення віброшвидкості, які є допустимими			
		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6
1	1,6	10	106	14	109
2	2	12,5	108	16	110
3	2,5	14	109	20	112
4	3,2	20	112	25,5	114
5	4	24	114	34	116
6	5	24	114	34	116
7	6,3	24	114	34	116
8	8	24	114	34	116
9	10	24	114	34	116
10	12,5	24	114	34	116
11	16	24	114	34	116
12	20	24	114	34	116
13	25	24	114	34	116

Рядок	Середньо-геометричні частоти третиннооктавних смуг, Гц	Значення віброшвидкості, які є допустимими			
		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6
14	31,5	24	114	34	116
15	40	24	114	34	116
16	50	24	114	34	116
17	63	24	114	34	116
18	80	24	114	34	116
19	125	24	114	34	116
20	160	24	114	34	116
21	200	24	114	34	116
22	250	18	111	26	116
24	320	14	109	20	112
24	400	11	107	16	110
25	500	9	106	13	109

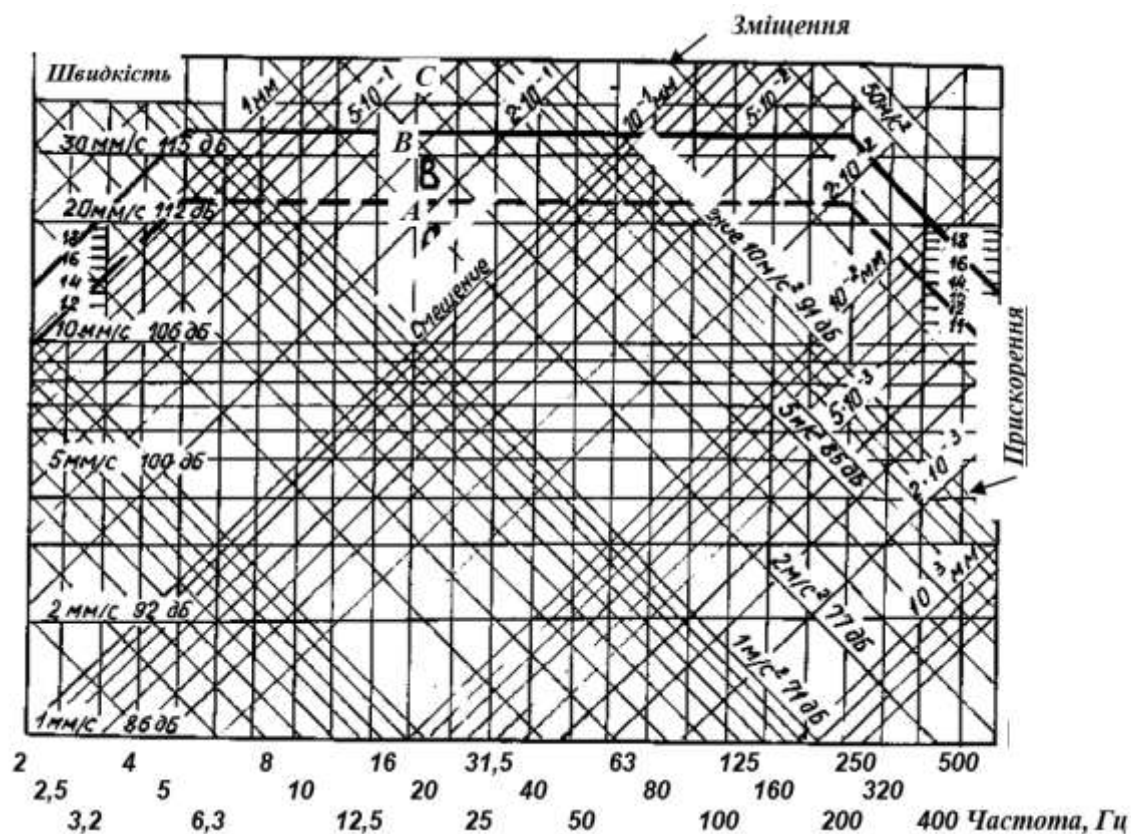


Рис.9.3.4. Норми вібрації турбокомпресорів ДВЗ:

----- верхня межа категорії А; ————— верхня межа категорії В.

9.4 НОРМИ ВІБРАЦІЇ ГОЛОВНИХ ПАРОВИХ ТУРБОЗУБЧАСТИХ АГРЕГАТІВ І УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ

9.4.1 Вібрація головних парових турбозубчастих агрегатів потужністю 15000 – 30000кВт, яка виміряна на корпусах підшипників, вважається допустимою для категорій А і В, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості і вібропришвидження не перевищують значень, наведених у табл. 9.4.1 і на рис. 9.4.1.

Норми вібрації, наведені у табл. 9.4.1 і на рис. 9.4.1, застосовуються для головних парових турбозубчастих агрегатів при їхньому установленні як на жорстких, так і на податливих опорах.

Таблиця 9.4.1 Норми вібрації ГТЗА, упорних підшипників, котлів та теплообмінних апаратів, генераторів ДГ, валогенераторів, турбоприводів та турбогенераторів, поршневих компресорів

Рядок	Середньогоме-тричні частоти третиннооктав-них смуг, Гц	ГТЗА та упорні підшипники				Котли та теплообмінні апарати			
		Значення віброшвидкості, що є допустимими							
		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1.6	1,5	90	2,5	94	3,5	97	5,6	101
2	2	1,9	92	3,1	96	3,5	97	5,6	101
3	2,5	2,4	94	3,8	98	3,5	97	5,6	101
4	3,2	3	96	4,8	100	4,4	99	7,1	103
5	4	3,7	97	6	102	5,6	101	8,9	105
6	5	4,6	99	7,5	104	7	103	11	107
7	6,3	5,7	101	9,3	105	8,8	105	14	109
8	8	7	103	11,5	107	10	106	16	110
9	10	8,8	105	14,5	109	10	106	16	110
10	12,5	11	107	18	111	10	106	16	110
11	16	11	107	18	111	10	106	16	110
12	20	11	107	18	111	10	106	16	110
13	25	11	107	18	111	10	106	16	110
14	31,5	11	107	18	111	10	106	16	110
15	40	11	107	18	111	10	106	16	110
16	50	8,8	105	14,5	109	8	104	12,5	106
17	63	7	103	11,5	107	6.3	102	10	106
18	80	5,7	101	9,3	105	5,2	100	8	104
19	100	4,6	99	7,5	104	—	—	—	—
20	125	—	—	—	—	—	—	—	—
21	160	—	—	—	—	—	—	—	—
22	200	—	—	—	—	—	—	—	—
23	250	—	—	—	—	—	—	—	—

Рядок	Середньогоме-тричні частоти третинно-октавних смуг, Гц	Генератори ДГ, турбоприводи ¹			Поршневі компресори					
		Значення віброшвидкості, що є допустимими								
		Категорія А		Категорія В		Категорія А			Категорія В	
		мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	
1	2	11	12	13	14	15	16	17	18	
1	1.6	1	86	1,6	90	2	92	3,2	96	
2	2	1,3	88	1,9	92	2,5	94	4	98	
3	2,5	1,5	90	2,4	94	3,1	96	5,1	100	
4	3,2	1,9	92	3	96	4	98	6.4	102	
5	4	2,3	93	3,7	97	5	100	8	104	
6	5	2,9	95	4,6	99	6,2	102	10	106	
7	6,3	3,6	97	5,7	101	7,9	104	12,5	108	
8	8	4,5	99	7,1	103	10	106	16	110	
9	10	5,6	101	8,9	105	10	106	16	110	
10	12,5	7	103	11	107	10	106	16	110	
11	16	7	103	11	107	10	106	16	110	
12	20	7	103	11	107	10	106	16	110	
13	25	7	103	11	107	10	106	16	110	
14	31,5	7	103	11	107	10	106	16	110	
15	40	7	103	11	107	10	106	16	110	
16	50	7	103	11	107	10	106	16	110	
17	63	7	103	11	107	7.9	104	12,5	108	
18	80	7	103	11	107	6.2	102	10	106	
19	100	5,6	101	8,9	105	5	100	8	104	
20	125	4,5	99	7,1	103	4	98	6,4	102	
21	160	3,6	97	5,7	101	3,1	96	5,1	100	
22	200	2,9	95	4,6	99	2,5	94	4	98	
23	250	2,3	93	3,7	97	2	92	3,2	96	
24	320	1,9	92	3	96	1,6	90	2,5	94	
25	400	—	—	—	—	1,3	88	2,1	92	
26	500	—	—	—	—	1	86	1,6	90	

¹ Вимоги поширюються на турбогенератори, див. 9.5.4

9.4.2 Для ГТЗА потужністю менше ніж 15000кВт норми вібрації на 3дБ менше зазначених у табл. 9.4.1 і на рис. 9.4.1.

9.4.3 Вібрація упорних підшипників не повинна перевищувати норм, зазначених у 9.4.1 і 9.4.2.

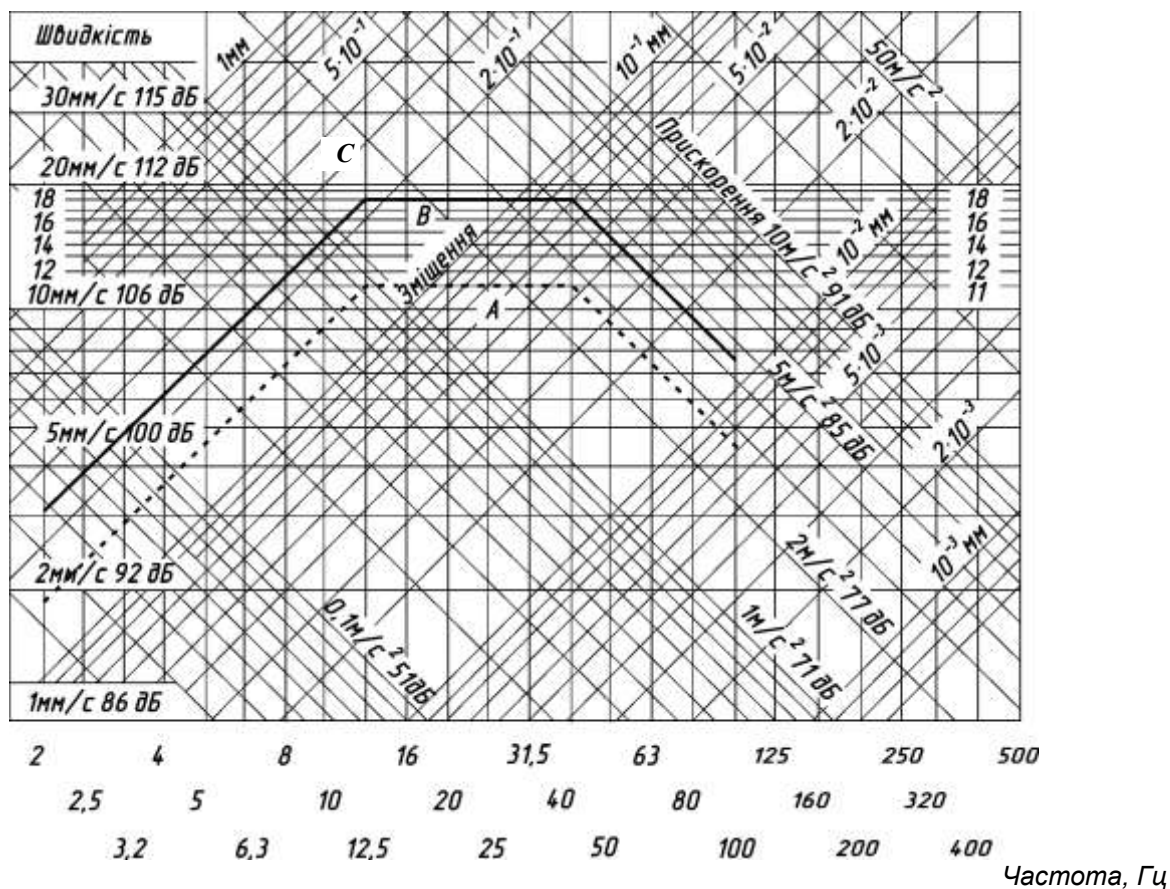


Рис. 9.4.1. Норми вібрації головних парових турбозубчастих агрегатів потужністю 15000 – 30000кВт і упорних підшипників

----- верхня межа категорії А;
 ————— верхня межа категорії В.

9.5 НОРМИ ВІБРАЦІЇ РОТОРНИХ ДОПОМІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ

9.5.1 Вібрація вертикальних насосів потужністю 15 – 75кВт, включаючи їхній електропривод, вважається допустимою для категорій А і В, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або вібропришвидшення не перевищують значень, наведених у табл. 9.5.1 і на рис. 9.5.1.

Для насосів потужністю 2 – 15кВт норми вібрації для категорій А і В беруть на 3дБ менше порівнянно з нормами для насосів потужністю 15 – 75кВт, а для насосів потужністю 75 – 300кВт ці норми збільшують на 2дБ.

Норми вібрації для горизонтальних насосів у зазначених вище діапазонах потужності беруть на 2дБ менше.

Норми вібрації, наведені у табл. 9.5.1 і на рис. 9.5.1, застосовуються для усіх насосів при їх установленні на жорстких опорах.

У разі установлення насосних агрегатів на податливій опорі норми допустимої вібрації для категорій А і В збільшуються в 1,4 рази.

9.5.2 Вібрація відцентрових сепараторів вважається допустимою для категорій А і В, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або вібропришвидшення не перевищують значень, зазначених у табл. 9.5.1 і на рис. 9.5.2.

Норми вібрації наведені із урахуванням установлення сепараторів на амортизаторах.

9.5.3 Вібрація вентиляторів і газодувок систем інертних газів вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або вібропришвидження не перевищують значень, наведених у табл. 9.5.1 і на рис. 9.5.3.

Норми вібрації наведені із урахуванням установлення вентиляторів і газодувок на амортизаторах.

При жорсткому кріпленні необхідно керуватися цими ж нормами.

Таблиця 9.5.1 Норми вібрації насосів, сепараторів та вентиляторів

Середньо-гео- метричні частоти третиннооктавних смуг, Гц	Насоси потужністю 15 –75кВт				Відцентрові сепаратори				Вентилятори			
	Значення віброшвидкості, що є допустимими											
	Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В		Категорія А		Категорія В	
	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1.6	1	86	1	86	1	86	1,3	88	1	86	1,3	88
2	1	86	1,2	88	1	86	1,6	90	1	86	1,6	90
2,5	1.1	87	1,4	89	1.3	88	2	92	1,3	88	2	92
3,2	1,4	89	2	92	1,6	90	2,5	94	1,6	90	2.5	94
4	1,7	91	2,5	94	2	92	3,2	96	2	92	3.2	96
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
5	2.2	93	3,3	96	2.5	94	4	98	2.6	94	4	98
6,3	2,7	95	4	98	3,2	96	5	100	3,3	96	5	100
8	3.5	97	5	100	4	98	6,4	102	4.1	98	6.4	102
10	4,3	99	6,3	102	5	100	8	104	5.2	100	8	104
12,5	5,5	101	8	104	5	100	8	104	6.7	103	10,3	106
16	7	103	10	106	5	100	8	104	8,5	105	13	108
20	7	103	10	106	5	100	8	104	8,5	105	13	108
25	7	103	10	106	5	100	8	104	8,5	105	13	108
31,5	7	103	10	106	5	100	8	104	8,5	105	13	108
40	7	103	10	106	5	100	8	104	8,5	105	13	108
50	7	103	10	106	5	100	8	104	8.5	105	13	108
63	7	103	10	106	5	100	8	104	6.7	103	10,3	106
80	5,5	101	8	104	5	100	8	104	5.2	100	8	104
100	4,3	99	6,3	102	5	100	8	104	4,1	98	6,4	102
125	3,5	97	5	100	4	98	6,4	102	3,3	96	5	100
160	2,7	95	4	98	3,2	96	5	100	2,6	94	4	98
200	2.2	93	3,3	96	2,5	94	4	98	2	92	3,2	96
250	1.7	91	2,5	94	2	92	3,2	96	1.6	90	2,5	94
320	1,4	89	2	92	1,6	90	2,5	94	1,3	88	2	92
400	–	–	–	–	1,3	88	2	92	1	86	1,6	90
500	–	–	–	–	1	86	1,6	90	1	86	1,3	88

9.5.4 Вібрація турбоприводів, турбогенераторів і генераторів дизель-генераторів потужністю 1000 – 2000кВт, яка виміряна на корпусах підшипників, вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або вібропришвидження не перевищують значень, наведених у табл. 9.4.1 і на рис. 9.5.4.

Для турбоприводів, турбогенераторів і генераторів дизель-генераторів потужністю менше 1000кВт норми вібрації для категорій *A* і *B* на 4дБ менше значень, наведених у табл. 9.4.1 та на рис. 9.5.4.

Норми вібрації для турбоприводів і турбогенераторів, наведені в табл. 9.4.1 і на рис. 9.5.4, застосовуються при їхньому установленні як на жорстких, так і на податливих опорах.

Норми вібрації для генераторів дизель-генераторів при їх установленні на податливих опорах повинні бути збільшені у два рази.

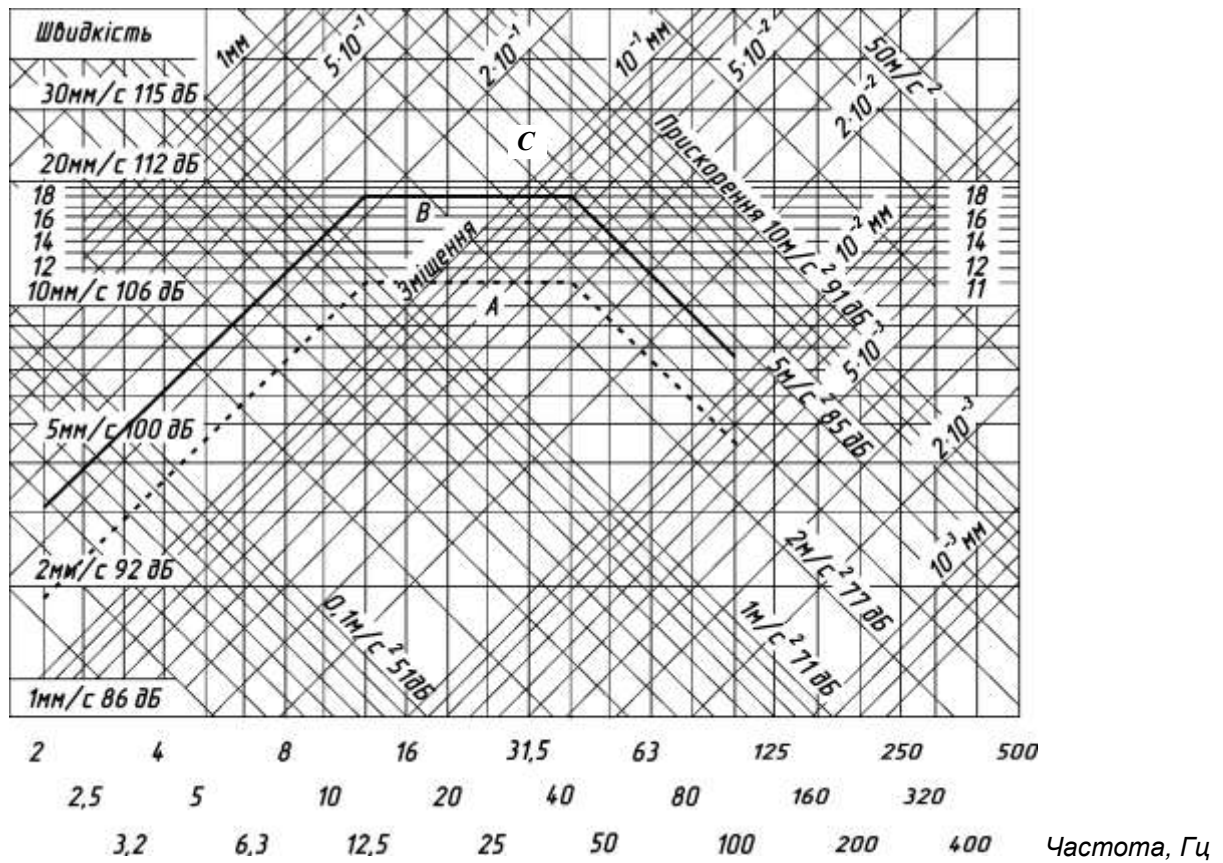


Рис.9.5.1. Норми вібрації насосів потужністю 15 – 75кВт

----- верхня межа категорії А; ————— верхня межа категорії В.

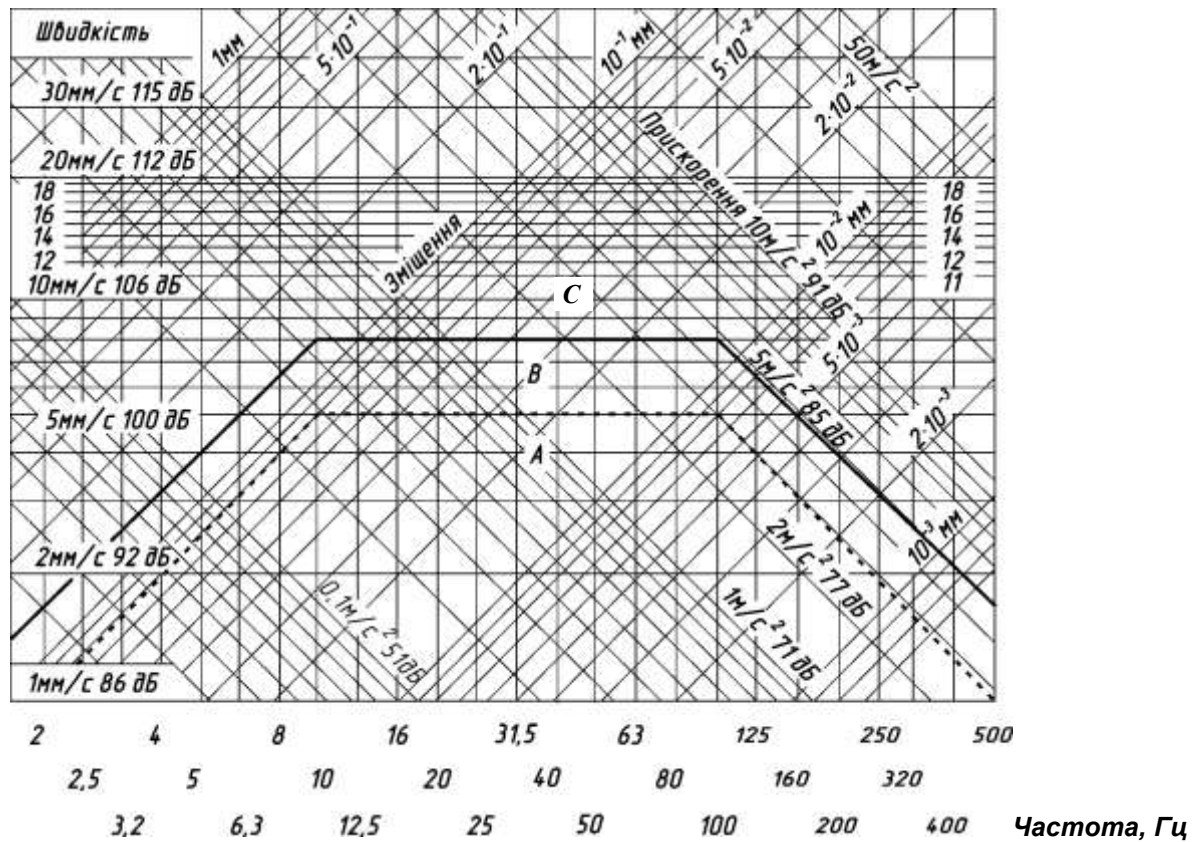


Рис.9.5.2. Норми вібрації відцентрових сепараторів

----- верхня межа категорії А; ————— верхня межа категорії В.

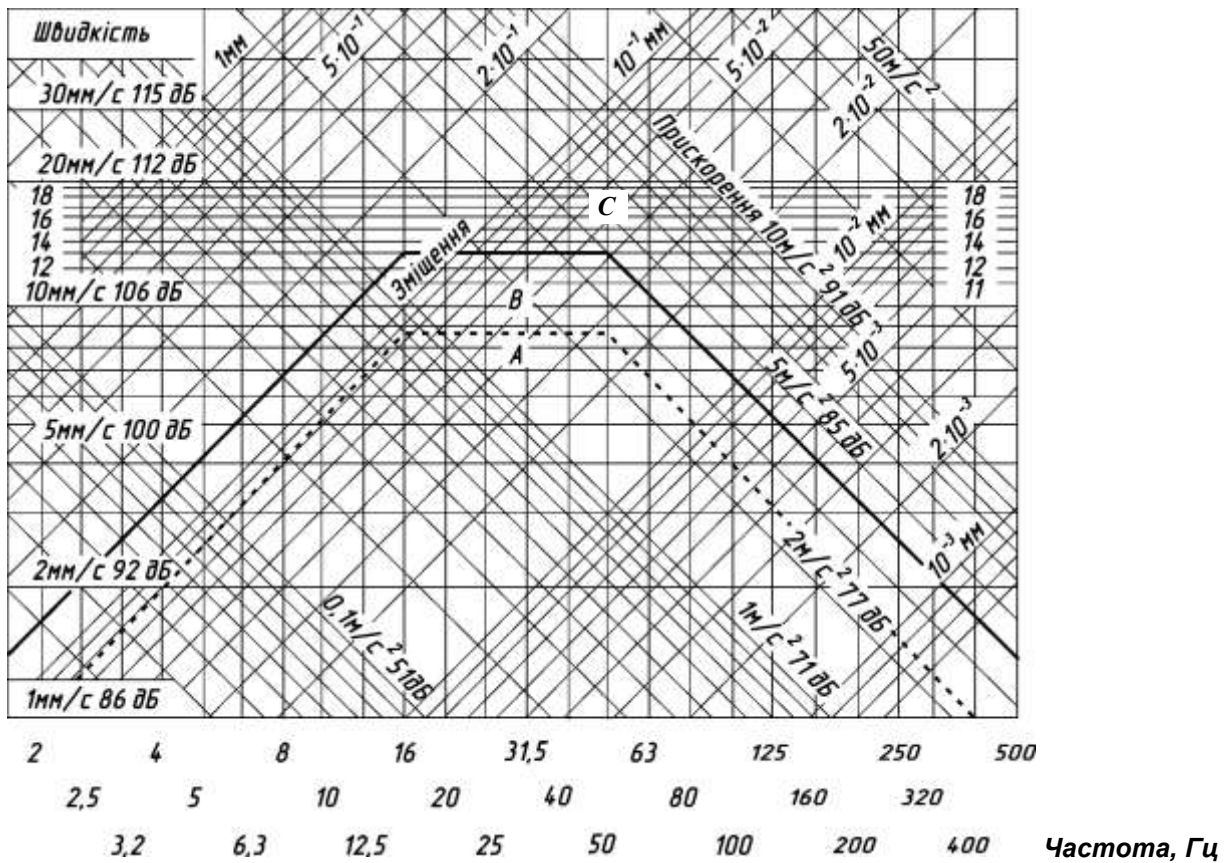


Рис.9.5.3. Норми вібрації вентиляторів

----- верхня межа категорії А; ————— верхня межа категорії В.

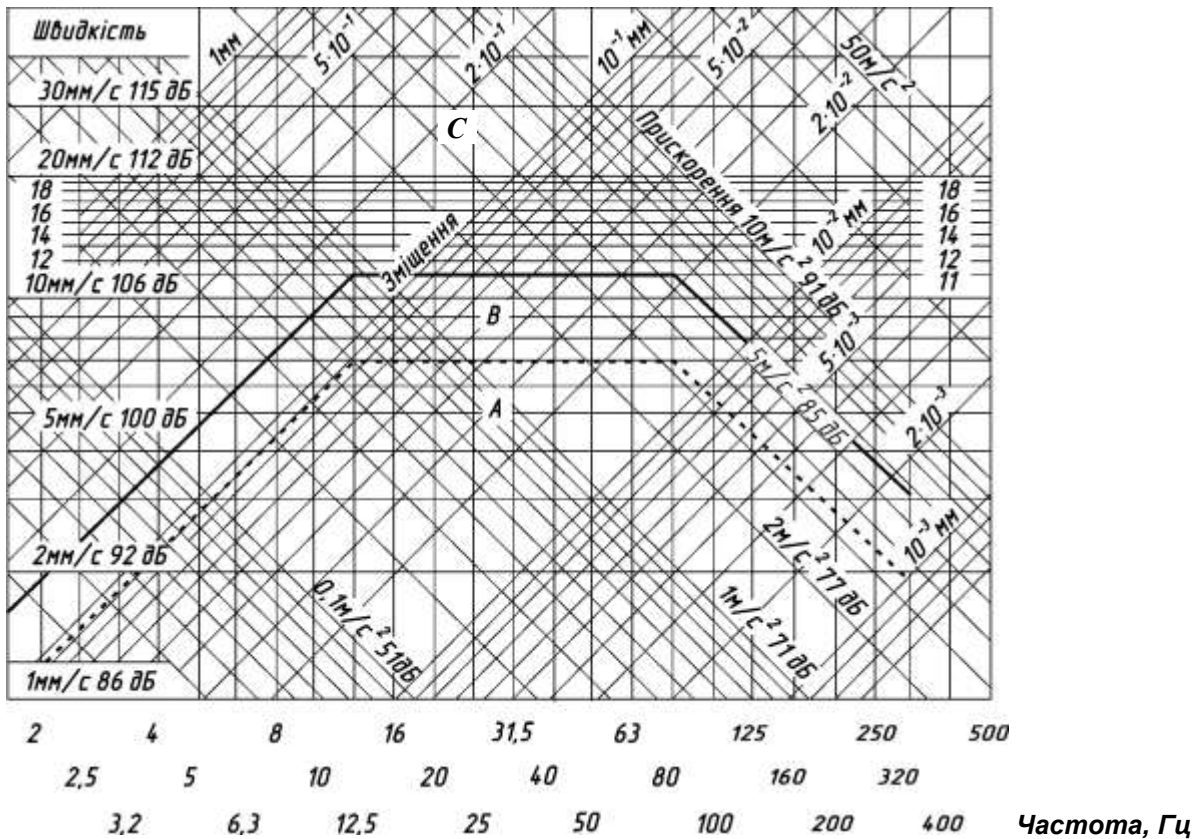


Рис.9.5.4. Норми вібрації генераторів ДГ, валогенераторів, турбоприводів та турбогенераторів, потужність яких складає 1000 – 2000кВт

----- верхня межа категорії А; ————— верхня межа категорії В.

9.6 НОРМИ ВІБРАЦІЇ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ ПОВІТРЯЦІЇ

9.6.1 Вібрація поршневих компресорів повітря вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або віброприскорення не перевищують значень, наведених у табл. 9.4.1 і на рис. 9.6.1.

При установленні компресора на амортизаторах норми збільшують на 4дБ.

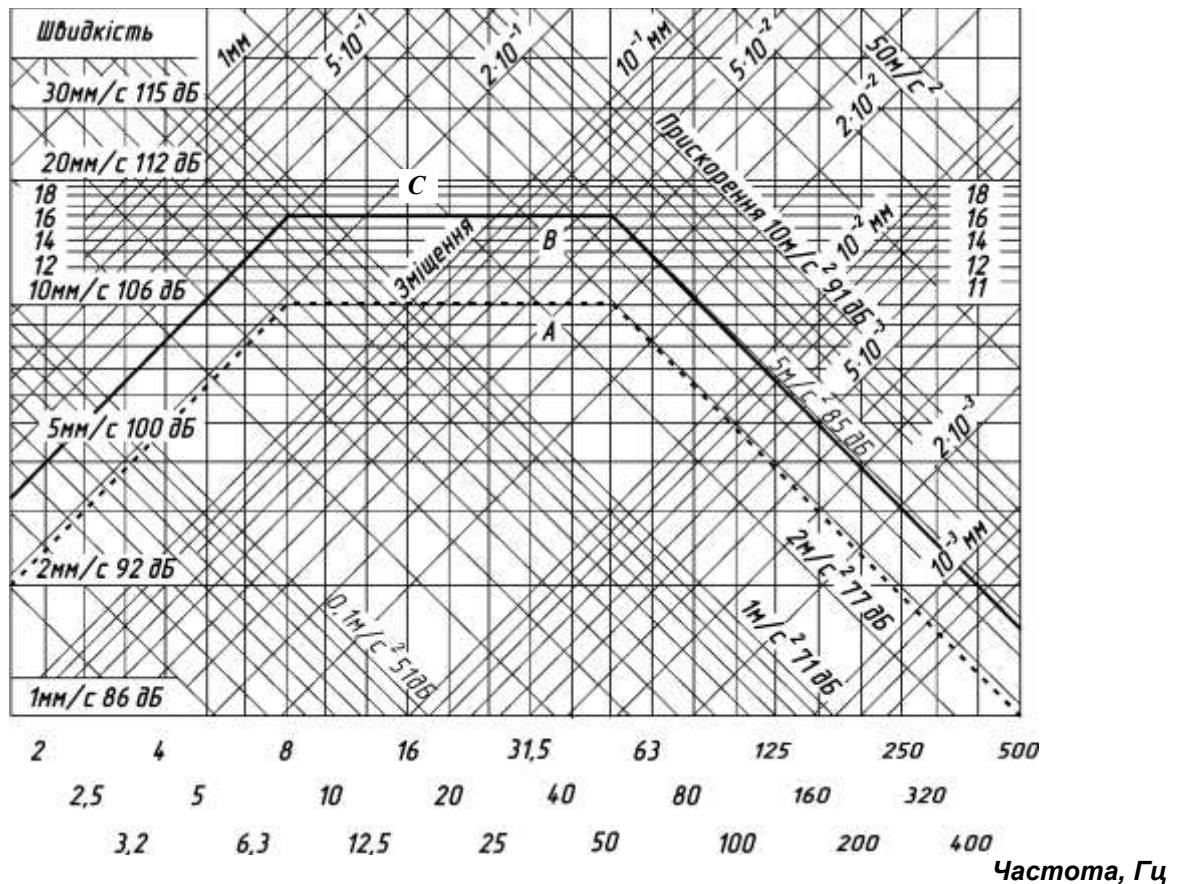


Рис.9.6.1. Норми вібрації поршневих компресорів повітря

----- верхня межа категорії A;
 ————— верхня межа категорії B.

9.7 НОРМИ ВІБРАЦІЇ КОТЛІВ І ТЕПЛОБІМІННИХ АПАРАТІВ

9.7.1 Вібрація котлів і теплообмінних апаратів вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості або віброприскорення не перевищують значень, наведених у табл. 9.4.1 і на рис. 9.7.1.

9.7.2 Норми вібрації для допоміжних механізмів і обладнання, не розглянутих у 9.5 і 9.6, вибираються за рекомендаціями 9.7.1.

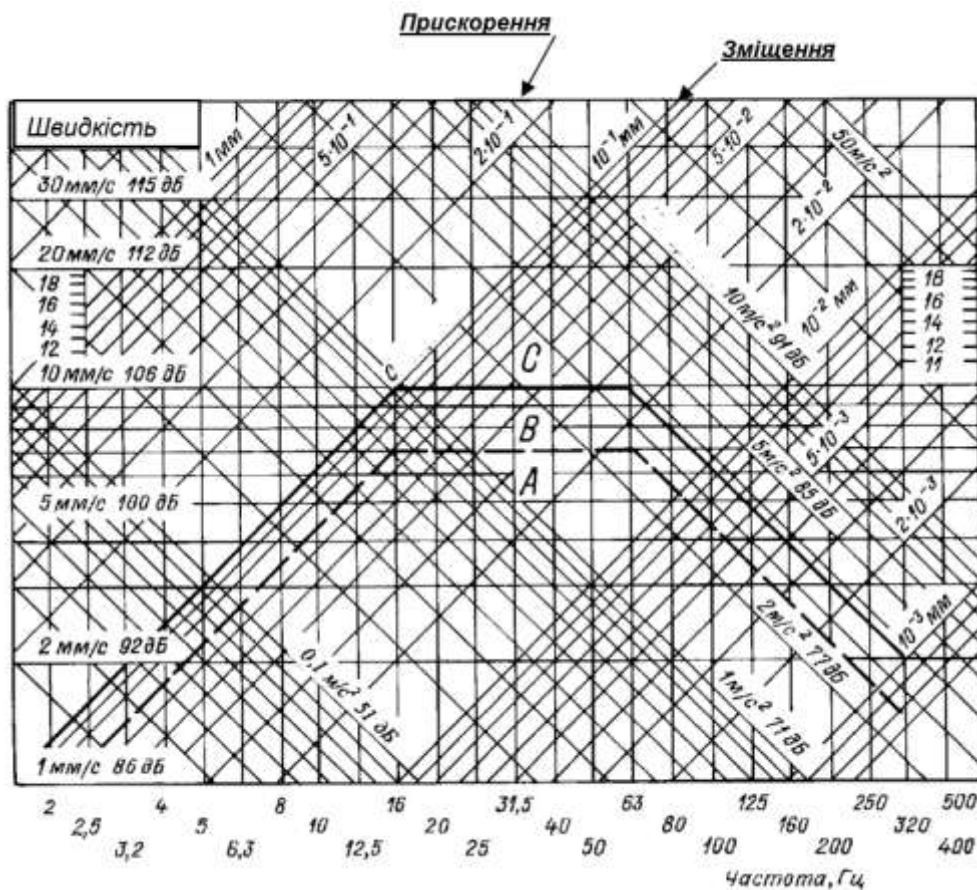


Рис.9.7.1. Норми вібрації котлів, допоміжних механізмів та обладнання

----- верхня межа категорії A;
 ————— верхня межа категорії B.

9.8 НОРМИ ВІБРАЦІЇ ГАЗОТУРБОЗУБЧАСТИХ АГРЕГАТІВ

9.8.1 Вібрація головних газотурбозубчастих агрегатів (ГТА) потужністю 250 – 25000кВт, яка виміряна на опорах газотурбінного двигуна (ГТД) і на підшипниках редуктора, вважається допустимою, якщо середні квадратичні значення віброшвидкості та вібропришвидшення не перевищують значень, наведених у табл. 9.8.1 і на рис. 9.2.5.

9.8.2 Норми вібрації допоміжних ГТД потужністю до 250кВт підлягають окремому розгляду Регістром при наданні норм вібрації виробником двигуна.

9.8.3 Вібрація механізмів та приладів, які навішено на ГТД, не повинна перевищувати рівнів, наведених в 9.8.1 і 9.8.2.

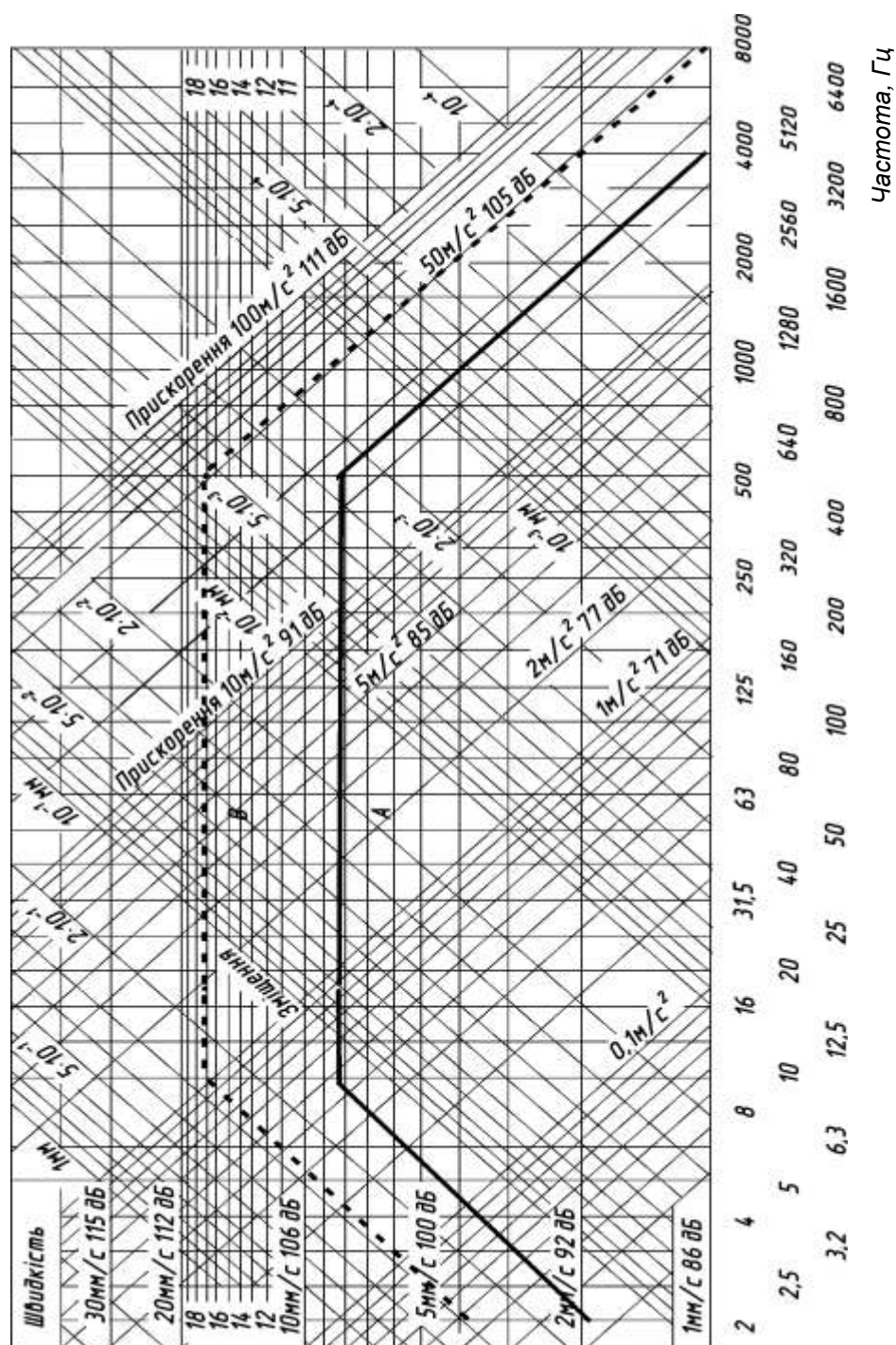


Рис.9.8.1.1. Норми вібрації газотурбозубчастих агрегатів

9.9 НОРМИ ВІБРАЦІЇ ГОЛОВНИХ ГВИНТОСТЕРНОВИХ КОЛОНОК

9.9.1 Норми вібрації поширюються на головні гвинтостернові колонки (ГСК) з приводом від ДВЗ або електродвигуна.

Допускається застосування норм вібрації для допоміжних гвинтостернових колонок і підруючих пристроїв.

Точки і напрямки вимірювання вібрації вказані на рис. 9.9.1.

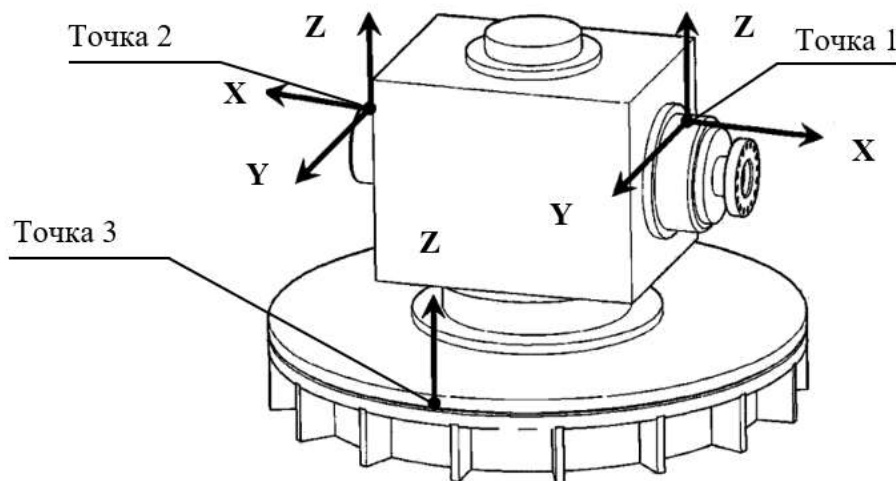


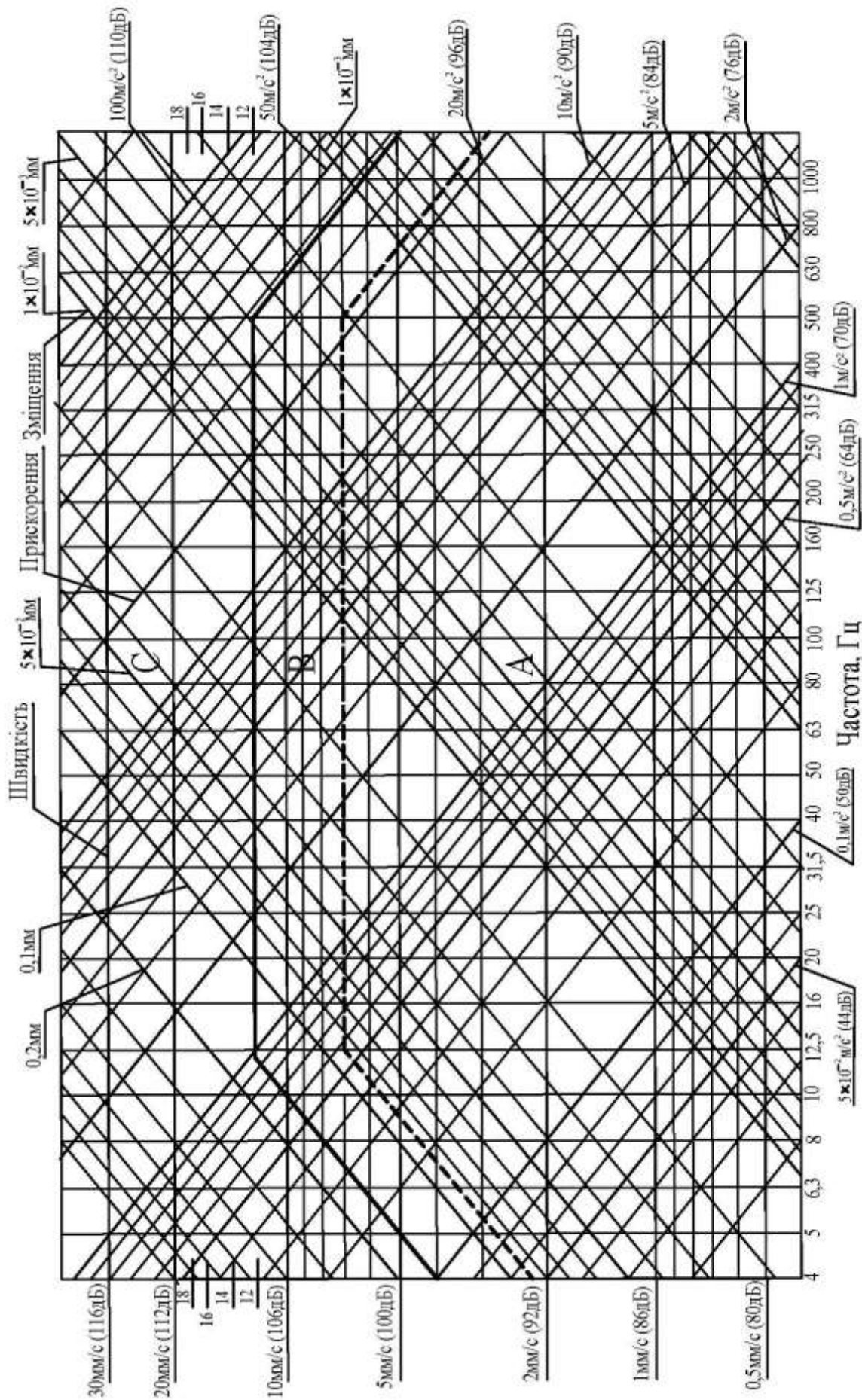
Рис. 9.9.1 Точки виміру вібрації головних гвинтостернових колонок

9.9.2 Вібрація головних гвинтостернових колонок вважається допустимою для категорій *A* і *B*, якщо середньоквадратичні значення віброшвидкості, виміряні в напрямку осей *X*, *Y*, *Z*, не перевищують зазначених в табл. 9.9.3 і на рис. 9.9.3.

9.9.3 Вібрація навішених на головні гвинтостернові колонки механізмів і пристроїв не повинна перевищувати рівнів, наведених у цьому підрозділі для відповідних механізмів і пристроїв.

Таблиця 9.9.3 Норми вібрації гвинтостернових колонок

Середньогеометричні частоти треть-октавних полос, Гц	Категорія <i>A</i>		Категорія <i>B</i>	
	мм/с	дБ	мм/с	дБ
4	2,3	93	4,0	98
5	2,8	95	5,0	100
6,3	3,5	97	6,2	102
8	4,5	99	7,8	104
10	5,7	101	9,8	106
12,5	7,0	103	12,0	108
16	7,0	103	12,0	108
20	7,0	103	12,0	108
25	7,0	103	12,0	108
31,5	7,0	103	12,0	108
40	7,0	103	12,0	108
50	7,0	103	12,0	108
63	7,0	103	12,0	108
80	7,0	103	12,0	108
100	7,0	103	12,0	108
125	7,0	103	12,0	108
160	7,0	103	12,0	108
200	7,0	103	12,0	108
250	7,0	103	12,0	108
320	7,0	103	12,0	108
400	7,0	103	12,0	108
500	7,0	103	12,0	108
630	5,7	101	9,8	106
800	4,4	99	7,8	104
1000	3,5	97	6,2	102



Норми вібрації головних гвинтостернових колонок

10. ЗАПАСНІ ЧАСТИНИ

10.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

10.1.1 Норми запасних частин, наведених у цьому розділі, встановлюють мінімальну кількість запасних частин, які зберігаються на судні, і відносяться до обладнання, що забезпечує хід судна і його безпеку.

10.1.2 Номенклатура і кількість запасних частин для суден, укомплектованих механізмами, типи яких не передбачені у **10.2**, у кожному випадку є предметом спеціального розгляду Регістром (із врахуванням рекомендацій виробників).

Наявність інших запасних частин на борту судна додатково до перерахованих у табл. 10.2-1 ÷ 10.2-8 – на розсуд судновласника.

10.1.3 Кожне судно повинне бути постачене набором спеціальних інструментів та пристосувань, необхідних для розбирання і складання механізмів у експлуатаційних умовах.

Якщо розбирання і складання механізму може виконуватися лише сервісною службою виробника або спеціалізованим береговим підприємством, кількість запасних частин на борту судна є предметом спеціального розгляду Регістром.

10.1.4 Кожне судно повинне мати комплект запасних гнучких з'єднань кожного типу та розміру, які використано у системах та трубопроводах.

10.1.5 Запасні частини повинні бути надійно закріплені у доступних місцях, замарковані і надійно захищені від корозії.

У випадку використання запасних частин рекомендується їх поповнення за першої можливості.

10.1.6 Якщо при визначенні кількості запасних частин за наведеними нижче нормами буде утворюватися дробове число, то кількість предметів повинна прийматися за найближчим більшим цілим числом.

10.1.7 Для суден обмеженого району плавання **R2, R2-S, R2-RS, R3-S, R3-RS, R3, R3-IN, A-R2, A-R2-S, A-R2-RS, B-R3-S, B-R3-RS, C-R3-S, C-R3-RS, D-R3-S, D-R3-RS** і плавучих доків норми запасних частин не регламентуються.

Визначення обмежених районів плавання див. у **2.2.5** частини I «Класифікація» Правил.

10.2 НОРМИ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН

Таблиця 10.2-1 Двигуни внутрішнього згоряння

№ з/п	Запасні частини	Головні двигуни суден за районами плавання 1,2,3		Порядок комплектування	Допоміжні двигуни суден за районами плавання 1,3,4		Порядок комплектування
		необмежений, А	обмежений R1, А-R1		необмежений, А	обмежений R1, А-R1	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Рамні підшипники або вкладиші підшипників кожного типорозміру зі шпильками (болтами), гайками та набором прокладок	1 комплект		О	1 комплект	–	–
2	Втулка циліндра разом із ущільнювальними кільцями і прокладками	1		О	Тільки ущільнювальні кільця і прокладки – 1 комплект		Р
3	Кришка циліндра разом із клапанами, ущільнювальними кільцями і прокладками.	1		О	Тільки ущільнювальні кільця і прокладки – 1 комплект		Р
3.1	Шпильки і гайки для кріплення кришки циліндра	1/2 комплекту для однієї кришки		Р	–	–	–
4	Клапани циліндра						
4.1	Випускні клапани разом із корпусами, сідлами, пружинами та іншими деталями для одного циліндра	2 комплекти	1 комплект	Р	2 комплекти	1 комплект	Р

№ з/п	Запасні частини	Головні двигуни суден за районами плавання ^{1,2,3}		Порядок комплектування	Допоміжні двигуни суден за районами плавання ^{1,3,4}		Порядок комплектування
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1		необмежений, А	обмежений R1, A-R1	
1	2	3	4	5	6	7	8
4.2	Впускні клапани: аналогічно з/п 4.1	1 комплект		Р	1 комплект	—	—
4.3	Пусковий клапан разом з корпусом, сидлами, пружинами та іншими деталями	1		О	1	—	Р
4.4	Запобіжний (сигнальний) клапан у зборі	1		О	1	—	Р
4.5 ⁵	Форсунки кожного типорозміру разом із усіма деталями на кожний двигун	1 комплект	¼ комплекту	О	½ комплекту	¼ комплекту	Р
5	Підшипники шатуна						
5.1	Мотилеві підшипники або вкладиші кожного типорозміру разом з болтами, гайками та набором прокладок для одного циліндра	1 комплект		О	1 комплект		Р
5.2	Головні (крейцкопфні) підшипники або вкладиші кожного типорозміру разом із болтами, гайками і прокладками для одного циліндра	1 комплект		О	1 комплект		Р
6	Поршні						
6.1	Крейцкопфного типу: поршень кожного типорозміру разом з поршневим штоком, сальником, юбкою, кільцями, шпильками та гайками	1		О	1		-
6.2	Тронкового типу: поршень кожного типорозміру разом з юбкою, кільцями, поршневим пальцем, шатуном, шпильками та гайками	1		О	1		Р
7	Поршневі кільця для одного циліндра	1 комплект		О	1 комплект		Р
8	Шарнірні або телескопічні труби охолодження поршнів із ущільненнями та приладдям для одного циліндра	1 комплект		О	1 комплект		Р
9	Лубрикатор найбільшого розміру у зборі сумісно з приводом	1	—	О	—		—
10	Паливні насоси						
10.1	Паливний насос у зборі або (у разі можливості заміни деталей у судових умовах) повний комплект робочих деталей для одного насоса (плунжер, втулка, клапани, пружини тощо)	1		О	1		Р
10.2	Паливна трубка високого тиску разом із з'єднаннями кожного типорозміру	1	—	О	—	—	Р
11 ⁶	Нагнітачі продувного повітря (включаючи турбонагнітачі)						
11.1	Ротори, вали роторів, підшипники, шестерні, соплові апарати, деталі ущільнень, усмоктувальні і нагнітальні клапани (залежно від типу нагнітача)	1 комплект	—	Р	—		—

№ з/п	Запасні частини	Головні двигуни суден за районами плавання ^{1,2,3}		Порядок комплектування	Допоміжні двигуни суден за районами плавання ^{1,3,4}		Порядок комплектування
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1		необмежений, А	обмежений R1, A-R1	
1	2	3	4	5	6	7	8
¹ Для установки із декількох однотипних двигунів запасні частини достатньо комплектувати для одного двигуна. Однотипні – це двигуни, у яких однойменні запасні частини – взаємозамінні. ² Щодо убудованого у головному двигуні упорного підшипника – див. п.1 табл.10.2-4. ³ Необхідність в інших запасних частинах – шестернях, ланцюгах приводу розподільного вала, – повинна вирішуватися з урахуванням рекомендацій підприємств-виробників двигунів. ⁴ Запасні частини не обов'язкові для двигунів аварійного призначення. ⁵ Для двигунів із однією або двома форсунками в одному циліндрі – повне число комплектних форсунок для двигуна. Для двигунів із трьома форсунками і більше в одному циліндрі – по дві форсунки в зборі для кожного циліндра, а для решти форсунок двигуна – всі частини, за винятком корпусів. ⁶ На судні повинні знаходитися пристрої блокування на випадок пошкодження турбоагнітача. Запасні частини можуть не передбачатися у випадку, якщо при типових випробуваннях ДВЗ (цього типу) була продемонстрована можливість роботи без одного турбоагнітача при збереженні задовільних характеристик маневрування. <i>Примітка.</i> Для ДВЗ з електронними системами керування і двопаливних ДВЗ запасні частини комплектуються із урахуванням рекомендацій проєктанта і виробника ДВЗ							

Таблиця 10.2-2 Парові турбіни (головні та допоміжні)^{1,2}

Додаток 10.2 – Турбіни турбін (Головні та допоміжні)			
№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання	
		необмежений	обмежений R1, A-R1
1	Вугільні кільця із пружинами ущільнень кожного типорозміру	1 комплект	
2	Патрони, сітки та інші знімні частини масляних фільтрів спеціальної конструкції кожного типорозміру	1 комплект для одного фільтра	
¹ Рекомендований мінімум.			
² Якщо установки складається із декількох однотипних турбін – рекомендований мінімум приймається лише для однієї турбіни. Однотипні – це турбіни, у яких однойменні запасні частини є взаємозамінними.			

Таблиця 10.2-3 Передачі та муфти головних механізмів^{1,2,3}

№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання	
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1
1	Вкладиші опорних підшипників передач і муфт кожного типорозміру	1 комплект на 1 підшипник	
2	Сегменти упорного підшипника передачі з набором прокладок або упорні кільця кожного типорозміру з набором прокладок для однієї сторони підшипника	1 комплект	
3	Підшипники кочення кожного типорозміру (у разі їхнього використання)	1 комплект	
¹ Запасні частини потрібні на випадок можливої їх заміни екіпажем у морі. ² У разі використання декількох однотипних муфт та передач – запасні частини потрібні тільки для однієї передачі або муфти відповідно. Однотипні – це передачі і муфти, в яких однойменні запасні частини є взаємозамінними. ³ Порядок комплектування є обов'язковим.			

Таблиця 10.2-4 Валопроводи, рушії та засоби активного керування суден

№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання		ПК
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1	
1	2	3	4	5
1	Валопроводи			
1.1	Упорний підшипник валопроводу			
1.1.1	Сегменти для сторони переднього ходу у разі застосування сегментних підшипників	1 комплект		О
1.1.2	Внутрішня і зовнішня обойми із роликів у разі застосування підшипників кочення	1 комплект		Р
1.2	З'єднувальні болти із гайками для фланців або муфт валопроводу кожного типорозміру	1 комплект з'єднання		Р
2	Рушії			
2.1 ¹	Знімні лопаті гребних гвинтів з комплектом деталей кріплення (тільки для криголамів і суден льодових класів Ice4 - Ice6)	2 на кожний гвинт	—	О
2.2 ¹	Лопаті ГРК з комплектом деталей кріплення (тільки для криголамів і суден льодових класів Ice4 - Ice6)	2 на кожний гвинт	—	О
2.3	Запасні частини для механізмів і пристроїв ГРК, ГСК, крильчастих рушіїв і обслуговуючих систем, крім зазначених у з/п.2.1–2.2, залежно від конструкції рушіїв	За погодженням із Регістром	—	О
¹ Знімні лопаті потрібні у випадку можливості їх заміни екіпажем на плаву.				

Таблиця 10.2-5 Допоміжні механізми¹

№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання	
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1
1	2	3	4
1	Поршневі насоси		
1.1	Клапани із сідлами і пружинами кожного типорозміру	1 комплект	—

Закінчення табл. 10.2-5

1	2	3	4
1.2	Кільця поршневі кожного типорозміру	1 комплект	1 комплект
2	Насоси відцентрові		
2.1	Підшипники кожного типорозміру		1
2.2	Ущільнення вала кожного типорозміру		1
3	Насоси ротаційні (гвинтові, шестерінчасті, кулачкові)		
3.1	Підшипники кожного типорозміру		1
3.2	Ущільнення вала кожного типорозміру		1
4	Компресори		
4.1	Клапани усмоктувальні і нагнітальні кожного типорозміру для одного компресора		½ комплекта
4.2	Кільця поршневі кожного типорозміру для одного поршня		1 комплект
¹ Порядок комплектування є рекомендованим.			

Таблиця 10.2-6 Суднові пристрої і палубні механізми

№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання		ПК
		необмежений, А	обмежений R1, A-R1	
	Рульові гідравлічні машини			
1	Ущільнення плунжерів циліндрів, кільця ущільнювальні насосів кожного типорозміру	1 комплект		О
2 ¹	Пружини клапанів кожного типорозміру	1		О
3 ¹	Клапани запобіжні та незворотні кожного типорозміру	1	–	О
4	Підшипники кочення	1 комплект для 1 насоса		О
5	Спеціальні з'єднання трубопроводів на рульовій машині	1 комплект		О
¹ Перелік запасних частин устатковується за погодженням із Регістром.				

Таблиця 10.2-7 Парові котли, котли із органічними теплоносіями, посудини під тиском та теплообмінні апарати

№ з/п	Запасні частини	Кількість запасних частин на судні за районами плавання		ПК
		необмежений, А, обмежений R1, A-R1		
1	2	3		4
1	Парові котли (головні та допоміжні відповідального призначення), котли із органічними теплоносіями			
1.1	Пружини запобіжних клапанів кожного типорозміру	1 на кожний котел		О
1.2	Скло водовказівне у зборі	1 на кожний котел		О
1.3 ¹	Форсунки паливні у зборі кожного типорозміру	1 на кожний котел		О
1.4 ¹	Розпилювач з шайбами до паливних форсунок	1 на кожний котел		О
1.5	Заглушки труб кожного діаметра (включаючи пароперегрівачі)	Для 4% труб, але не більше 20 шт.		О
1.6	Манометр котельний кожного типорозміру	1 комплект для котельної установки		О
1.7	Прокладки спеціальні металеві для арматури, пароперегрівачів та економайзерів	1 комплект для одного котла		Р
1.8	Прокладки для лазів і горловин кожного типорозміру	1 комплект		Р
2	Посудини під тиском та теплообмінні апарати			
2.1	Скло показників рівня середовища кожного типорозміру	1		Р
2.2	Прокладки та ущільнення спеціальні для кришок, лазів, горловин і арматури кожного типорозміру	1 комплект для одного теплообмінного апарата (посудини під тиском)		Р
2.3	Заглушки труб теплообмінного апарата	Для 5% труб		О
¹ Для котлів, що мають автоматизовані топкові агрегати, перелік запасних частин за з/п 1.3, 1.4, установлюється за погодженням із Регістром.				

Таблиця 10.2-8 Газотурбінні установки (головні та допоміжні)

№ з/п	Запасні частини ¹	Кількість запасних частин на судні за районами плавання		ПК
		необмежений, A	обмежений R1, A-R1	
1	2	3		4
1	Жарові труби	1 комплект на 1 двигун		О
2	Робочі форсунки	1 комплект на 1 двигун		О
3	Пускові форсунки	1 комплект на 1 двигун		О
4	Блоки запалювання у зборі	1 комплект на 1 двигун		О
5	Плазмені запалювачі або свічі	1 комплект на 1 двигун		О
6	Запасні частини до форсунок	1 комплект на 1 кожну форсунку		О
¹ Додаткові запасні частини, а також змінні вузли (навішені на ГТД механізми), термін дії яких менше терміну дії ГТД до заводського ремонту, постачаються виробником ГТД за погодженням із Регістром.				

Умовні позначення до таблиць 10.2-1–10.2-8:

ПК – порядок комплектування; О – обов'язкове ; Р – рекомендоване.

11 СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ

11.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

11.1.1 Вимоги цього розділу відносяться до систем моніторингу технічного стану механізмів механічної установки, що погоджені Регістром як об'єкти класифікаційного огляду на основі схеми планово-попереджувального технічного обслуговування (СППТ) і контролю стану (КС).

11.1.2 Дані моніторингу технічного стану механізмів механічної установки призначені для використання:

- інспектором Регістра при проведенні оглядів на основі СППТ і КС;
- екіпажем судна для визначення термінів проведення робіт із технічного обслуговування механізмів механічної установки, тобто здійснення обслуговування «за станом»;
- судновласником для оцінки технічного стану і керування технічним обслуговуванням суден, планування термінів і обсягів їхніх ремонтів.

11.1.3 Склад обладнання системи моніторингу технічного стану, контрольовані параметри і періодичність їхнього вимірювання, норми технічного стану об'єктів контролю погоджуються Регістром при уведенні на судні системи огляду на основі СППТ і КС.

11.1.4 Якщо судно обладнане системою моніторингу технічного стану механізмів механічної установки, що відповідає вимогам розд. **11** з уведенням/застосуванням на судні схеми планово-попереджувального технічного обслуговування механізмів, то до основного символу класу судна додається знак **PMS** (Planned Maintenance Scheme for Machinery) відповідно з **2.2.28** частини **I** «Класифікація».

11.2 ОБ'ЄКТИ І ПАРАМЕТРИ КОНТРОЛЮ

11.2.1 Система моніторингу технічного стану може охоплювати наступне обладнання:

- головний двигун, включаючи турбокомпресор;
- головну турбінну установку;
- ЗАКС;
- редукторну передачу;
- валопровод;
- дейдвудний пристрій;
- допоміжні дизель-генератори (турбо-генератори);
- системи, що обслуговують головний двигун (стиснутого повітря, паливну, мастильну та охолодження);
- рульову машину.

11.2.2 За погодженням із Регістром на судні можуть установлюватися системи моніторингу технічного стану, що здійснюють контроль:

- робочого процесу і зносу циліндро-поршневої групи головного двигуна;
- робочого процесу турбінної установки;
- стану мастила;
- вібраційного стану механізмів;
- ударних імпульсів підшипників кочення;
- електричних величин електрообладнання.

11.2.3 Умови для прийняття результатів моніторингу технічного стану при проведенні оглядів об'єктів СППТ і КС наступні:

- діагностичні параметри характеризують технічний стан об'єкта контролю і схвалені Регістром;

- граничні значення діагностичних параметрів визначені на підставі вимог виробників об'єктів контролю і/чи Регістра;
- параметри, що використовуються для прогнозування технічного стану, повинні бути приведені до стандартних умов. Приведення обмірюваних значень параметрів до стандартних умов здійснюється відповідно до **2.2.7** частини IX «Механізми»;
- результати вимірів, аналіз тенденцій і прогноз параметрів повинні зберігатися у формі, зручній для доступу інспектора: у вигляді таблиць, графіків на паперових носіях, чи, що краще, на носіях персонального комп'ютера;
- періодичність вимірів діагностичних параметрів повинна забезпечувати вірогідність визначення технічного стану об'єкту контролю;
- вимірювальні прилади, що використовуються у системах моніторингу технічного стану, повинні мати відповідні документи про повірку компетентним органом.

11.3 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

11.3.1 Системи моніторингу технічного стану можуть бути виконані на базі убудованих (стаціонарних) систем моніторингу стану, переносних засобів контролю або можуть поєднувати у собі і те та інше.

11.3.2 Убудовані системи моніторингу технічного стану головних двигунів, як правило, повинні бути структурно сполучені із системами централізованого контролю і мати можливість використовувати дані, що отримані від датчиків системи централізованого контролю.

Система моніторингу, сполучена із системою централізованого контролю, не повинна впливати на функції централізованого контролю.

11.3.3 Система технічного моніторингу, сполучена із системою централізованого контролю, повинна містити функції діагностування технічного стану із метою забезпечення проведення технічного обслуговування і ремонту по фактичному стану об'єкта контролю.

11.3.4 Убудовані системи моніторингу та їхні елементи повинні відповідати вимогам, що аналогічні вимогам до судових систем автоматизації (див. розд. 2 частини XV «Автоматизація»).

Убудовані системи моніторингу, що установлені на судна під час їхньої побудови чи у період експлуатації, повинні бути схвалені Регістром.

Убудовані системи моніторингу, установлені на судах, підлягають технічному огляду відносно:

- перевірки на функціонування;
- вибору перерізу кабелів;
- засобів захисту, ізоляції і заземлення;
- відсутності впливу цих систем на роботу обладнання, що відноситься до об'єктів технічного огляду Регістром.

Несправності у роботі убудованої системи моніторингу не повинні негативно позначатися на роботі цього обладнання.

11.3.5 Переносними засобами контролю і методиками їхнього використання судна можуть бути оснащені під час побудови (чи в період експлуатації) після погодження із Регістром.

Підставою для погодження є їхня атестація і висновок (на основі розгляду необхідних матеріалів і/чи проведення випробувань) компетентної організації по методах і засобах діагностування судових технічних засобів.

11.3.6 Система моніторингу технічного стану повинна передбачати фіксування обмірюваних значень діагностичних параметрів, аналіз тенденцій їхніх змін, прогноз технічного стану об'єкта контролю.

Прогноз стану виконується на базі передісторії зміни діагностичних параметрів із достатнім числом їхніх вимірів.

11.3.7 Вимоги до комп'ютерів, що використовують у системах моніторингу технічного стану, аналогічні вимогам розд. 7 частини XV «Автоматизація».

11.3.8 Базові значення діагностичних параметрів, що використовують як початкові (еталонні) дані при моніторингу технічного стану, повинні бути отримані за певних умов щодо осадки і - швидкості судна (на ходу) і на робочих режимах головних двигунів і допоміжних механізмів.

Базові дані можуть бути отримані під час приймально-здавальних випробувань чи першого рейсу для нового судна чи у іншому експлуатаційному рейсі на погоджених із Регістром сталих режимах роботи об'єктів контролю.

11.4 ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

11.4.1 Регістру повинні бути представлені на розгляд і схвалення наступні види документації по системі моніторингу технічного стану:

.1 функціональний опис із указівкою технічних даних і умов експлуатації (штамп про схвалення не ставиться);

.2 методичне керівництво (інструкція) по проведенню вимірів і обробці даних контролю (штамп про схвалення не ставиться);

.3 програма випробувань убудованих систем моніторингу.

11.5 ВИМОГИ ДО КОНТРОЛЮ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧИХ МАСТИЛ

11.5.1 Вимоги до контролю показників робочих мастил повинні відповідати типу обладнання, що підлягає огляду. Для кожного механізму повинні бути зазначені марки мастил і методи добору проб мастила для аналізу. Повинне бути чітко описане місце добору проб.

11.5.2 Номенклатура характеристик і бракувальні значення показників аналізованих мастил устатковуються розробником системи моніторингу та погоджуються із Регістром.

11.5.3 Проба мастила повинна аналізуватися визнаною береговою лабораторією.

У суднових умовах повинні використовуватися бортові засоби експрес-аналізу, атестовані компетентною організацією (див. **11.3.5**).

11.5.4 Представлення результатів аналізу мастил здійснюється згідно з **11.2.3**.

11.6 ВИМОГИ ДО КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

11.6.1 Вимоги застосовуються до апаратури для виміру тиску в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння і параметрів подачі палива.

11.6.2 Для опрацювання результатів виміру параметрів робочого процесу використовуються також параметри, що вимірюються у системі АПС.

У цьому випадку не повинні вноситися перешкоди у роботу системи АПС.

11.6.3 Регістру повинні надаватися специфікації на датчики, обладнання для виміру і програми опрацювання результатів виміру (включаючи перелік параметрів, які розраховуються, і спосіб їхнього надання).

11.6.4 Електронний блок вимірювання параметрів робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння повинний мати динамічні характеристики, що забезпечують вимірювання максимального тиску в циліндрі.

11.6.5 Вимірювання тиску в циліндрі і параметрів подачі палива із використанням датчиків, що переставляються, допускається робити не на усіх циліндрах одночасно, але при цьому повинний підтримуватися - постійний режим роботи двигуна внутрішнього згоряння.

11.6.6 Засоби вимірювання, опрацювання і представлення кривої тиску в циліндрах (індикаторної діаграми) і характеристики подачі палива повинні забезпечувати проведення їхнього аналізу із дозволеною спроможністю не менше одного градуса повороту колінчастого валу (°ПКВ).

11.6.7 Програма опрацювання індикаторної діаграми повинна обчислювати по кожному циліндру:

- середній індикаторний тиск;
- циліндрову індикаторну потужність;

- максимальний тиск згоряння у циліндрі;
- максимальний тиск стиснення;
- тиск на лінії стиснення в точці 12° до верхньої мертвої точки (ВМТ);
- тиск на лінії розширення в точці 36° після ВМТ;
- кут °ПКВ, що відповідає максимальному тиску згоряння;
- кут випередження початку згоряння.

11.6.8 Програма опрацювання параметрів подачі палива повинна визначати:

- початок упорскування палива;
- кут тривалості упорскування палива;
- максимальний тиск палива.

11.6.9 Програма опрацювання повинна забезпечувати порівняння навантаження по циліндрах.

Допустимі відхилення параметрів робочого процесу від середнього по циліндрах:

- середній індикаторний тиск – не більше $\pm 2,5\%$;
- максимальний тиск згоряння – не більше $\pm 3,5\%$;
- тиск кінця стискання – не більше $\pm 2,5\%$.

Наведені значення тиску згоряння у будь-якому із циліндрів повинні бути не менше 85% від значення, отриманого при базових випробуваннях.

Під результатами базових випробувань розуміються результати приймально-здавальних випробувань двигуна внутрішнього згоряння на судні чи спеціальні випробування у експлуатаційному рейсі (див. 11.3.8).

11.6.10 Представлення даних вимірів здійснюється згідно з 11.2.3.

11.7 ВВИМОГИ ДО КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ЗНОСУ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

11.7.1 Параметром, що характеризує стан циліндро-поршневої групи двигуна внутрішнього згоряння (його знос), є щільність камери згоряння.

11.7.2 Щільність камери згоряння вимірюється спеціальним приладом — пневмоіндикатором, що становить собою пристрій - витратомір, який відрегульований на визначений діаметр циліндра.

11.7.3 Методика визначення щільності циліндра і норми стану циліндро-поршневої групи на-даються розробником системи.

11.7.4 Представлення результатів здійснюється згідно з 11.2.3.

11.8 ВИМОГИ ДО КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ

11.8.1 Об'єктами моніторингу вібраційного стану на судні є механізми ротаційного типу, що перераховані у 11.2.1, а також поршневі компресори.

11.8.2 Для моніторингу вібраційного стану механізмів повинна застосовуватися наступна апаратура, що забезпечує вимір і опрацювання параметрів вібрації — середньо-квадратичних значень віброшвидкості чи вібропришвидшень у третинно-октавних чи октавних смугах частот — і аналіз даних у тимчасовій області:

- віброметри-аналізatori;
- вібродіагностичні системи, що здійснюють вимір, опрацювання, зберігання і спектральний аналіз параметрів вібрації.

11.8.3 Основні вимоги до апаратури, що застосовують у системі моніторингу вібраційного стану:

- корпус віброметра-аналізатора повинний відповідати захисному виконанню IP54 (див. 2.4.4.2 частини XI «Електричне обладнання»;

- частотний діапазон — не менше 4 — 16000Гц;
- динамічний діапазон — не менше 70дБ.

Спеціальні вимоги до вібро-діагностичних систем:

- можливість роботи за маршрутною картою, що забезпечує виконання принаймні одного повного виміру вібраційних параметрів на усіх об'єктах системи моніторингу;
- можливість передачі даних у комп'ютер.

11.8.4 Склад апаратури моніторингу вібраційного стану та організація його проведення погоджуються із Регістром при введенні на судні системи огляду на основі СППТ і КС.

11.8.5 При проведенні моніторингу вібраційного стану повинні бути ураховані положення **18.7** частини **5** «Технічний нагляд за побудовою суден» ПТНП.

11.8.6 Повинні бути забезпечені вимоги по установленню і кріпленню датчика вібрації на об'єкті контролю.

Кращим є спосіб установлення датчика на шпильці (гвинті). Для реалізації цього способу кріплення датчика попередньо у всіх точках виміру повинні бути змонтовані шпильки.

Допускається установлення датчика вібрації на магніті.

При неможливості установлення датчиків вібрації на шпильці чи магніті можливе використання ручних датчиків вібрації.

11.8.7 Повинні бути зазначені точки і напрямки виміру параметрів вібрації для кожного механізму. Необхідно використовувати рекомендації підприємств-виробників. При відсутності рекомендацій необхідно керуватися типовими схемами розташування точок виміру вібрації механізмів (див. рис. 9.2.5).

Для моніторингу вібраційного стану можна обмежуватися виміром у одному-двох напрямках на одному найбільше навантаженому підшипнику механізму.

Примітка. Для агрегатів, що складаються із механізму і його приводу (насоса і електродвигуна, вентилятора і електродвигуна), вимірювання проводяться на одному підшипнику механізму та одному підшипнику електродвигуна з боку муфти.

При контролі вібростану сепаратора вимірювання повинні проводитися у двох радіальних напрямках на обох підшипниках електродвигуна та у трьох напрямках на підшипнику барабана сепаратора.

11.8.8 Нормування технічного стану за рівнем контрольованих вібраційних параметрів повинне бути наведене у документації системи моніторингу стану, що надана Регістру на розгляд (див. **11.4.1**).

Необхідно використовувати рекомендації підприємства-виробника об'єкту контролю чи керуватися нормами Регістра (див. розд. **9**).

11.8.9 Представлення результатів здійснюється згідно з **11.2.3**.

11.9 ВВИМОГИ ДО КОНТРОЛЮ УДАРНИХ ІМПУЛЬСІВ

11.9.1 Оцінка стану підшипників кочення проводиться методом ударних імпульсів.

Виробник контрольованого механізму, розробник чи постачальник системи моніторингу стану може запропонувати інший метод оцінки стану підшипників кочення. У цьому випадку запропонований метод повинний бути схвалений Регістром.

11.9.2 Для контролю стану підшипників методом ударних імпульсів застосовуються спеціальні прилади — вимірники ударних імпульсів і/чи індикатори стану підшипників кочення, що повинні відповідати наступним основним вимогам:

1 діапазон підшипників, що контролюються:

- внутрішній діаметр — 50 — 1000мм;
- частота обертання — 10 — 30000хв⁻¹;
- динамічний діапазон — не менше 90дБ;

.2 корпус приладу по пило – та водонепроникності повинний відповідати захисному виконанню IP54 (див. **2.4.4.2** частини XI «Електричне обладнання»);

.3 прилад для контролю стану підшипників кочення може бути поєднаний із вимірником вібрації (див. **11.8.2**).

11.9.3 Прилади для контролю стану підшипників кочення повинні бути оснащені убудованим калібрувачем для перевірки правильності показань.

11.9.4 Методики вимірів повинні дозволяти відокремлювати значення ударних імпульсів, що виникають від підшипника кочення, на тлі сигналів від інших джерел.

Методики повинні визначати місця вимірів на корпусі підшипника за максимальним значенням ударних імпульсів чи передбачати спеціальні пристрої – вимірювальні болти – при відсутності безпосереднього доступу до корпусу підшипника.

11.9.5 Норми ударних імпульсів, що визначають стан змащення та пошкодження підшипників кочення, представляє розробник системи моніторингу стану.

11.9.6 Представлення результатів контролю здійснюється згідно з **11.2.3**.

11.10 ВИМОГИ ДО АНАЛІЗУ ТЕНДЕНЦІЙ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ДІАГНОСТИКИ І ПРОГНОЗУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

11.10.1 Програма опрацювання значень параметрів діагностики, що виміряні убудованими системами моніторингу технічного стану, повинна передбачати аналіз тенденцій і прогнозування зміни параметрів. Аналіз тенденцій зміни параметрів діагностики, що виміряні переносними засобами контролю, повинний виконуватися після кожного останнього вимірювання.

11.10.2 Тренд параметрів будується на ґрунті вимірів у період між черговими оглядами із частотою не менше 4 ÷ 5 вимірів за приблизно рівні проміжки часу.

11.10.3 Прогнозування технічного стану об'єкта контролю виконується на майбутній період між щорічними оглядами.

Прогноз робиться або по передісторії зміни параметрів, що визначають технічний стан, або по відомій швидкості зміни параметрів.

Після проведеного вимірювання повинне виконуватися корегування прогнозу.

11.10.4 За результатами прогнозування можуть бути внесені зміни у періодичність контролю технічного стану.

Якщо результати прогнозу вказують на можливість досягнення граничних значень параметрів контролю, необхідно скоротити інтервали між вимірами, з'ясувати причини погіршення технічного стану і запланувати проведення технічного обслуговування.

11.10.5 Якщо стан об'єкта описується декількома незалежними параметрами, прогнозування проводиться по кожному параметру. У цьому випадку необхідність проведення технічного обслуговування визначається по досягненню граничного значення одного із прогнозованих параметрів.

11.10.6 Система моніторингу повинна супроводжуватися методикою прогнозу. При цьому Регістру повинні бути надані дані, що підтверджують вірогідність методики.

12. СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

12.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

12.1.1 У цьому підрозділі наводяться технічні і організаційні вимоги для суден з додатковим знаком **BMS** (див. 2.2.28 частини I «Класифікація»), при виконанні яких здійснення огляду, що проводиться старшим механіком, приймаються Регістром як внутрішній огляд парового котла (див. також 3.1.5 частини X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском»).

Документація по проведеному внутрішньому огляду надається інспектору Регістра, який після цього проводить решту обсягу огляду котлів.

12.1.2 Для присвоєння додаткового знаку **BMS** повинний бути проведений первісний огляд, який підтверджує, що конструкція котла і його технічний стан дозволяють проводити огляд силами екіпажу і на судні є належна система контролю і моніторингу технічного стану котлів, а також, що суд-новий механік може виконувати частину обсягу огляду котлів.

12.1.3 Додатковий знак **BMS** може бути присвоєний допоміжним паровим котлам на рідкому паливі і утилізаційним котлам з робочим тиском не більше 2,0МПа.

12.2 ВИЗНАЧЕННЯ І ПОЯСНЕННЯ

Визначення і пояснення, що відносяться до загальної термінології цього розділу наведені в 1.2.

У цьому розділі додатково прийняті визначення і пояснення, які також дійсні для частин VIII «Системи і трубопроводи» і частини X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском».

До вимог цього розділу крім зазначених нижче, застосовні визначення, наведені в 1.2 частини X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском».

Додаткова вода – вода, що додається в живильну воду для поповнення неминучих витоків і втрат конденсату, яка є сумішшю дистилату і хімічно обробленої води.

Дистилат – вода, що отримується в опріснювальній установці шляхом випару і конденсації за-бортної води.

Живильна вода – вода, що подається живильними насосами в паровий котел для отримання пари, яка є сумішшю конденсату і додаткової води.

Конденсат – вода, що отримується в конденсатно-живильній системі при конденсації відпрацьованої пари.

Котел водогрійний – судновий котел, що підігріває воду або теплоносій на водяній основі (наприклад, розчин етилен-гліколя в воді) до відповідної температури.

Котел паровий – судновий котел, який виробляє пару відповідних параметрів.

Котлова вода – вода, що знаходиться усередині котла і в усіх його елементах.

Моніторинг – безперервний процес спостереження і реєстрації контрольованих параметрів об'єкту, які визнані критично важливими для витрачання ресурсу і порівняння значень цих параметрів з встановленими нормами.

12.3 ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

12.3.1 Для парових котлів повинна бути розроблена суднова інструкція по моніторингу якості і обробці котлової води.

Метою цього документу є рекомендації по обробці докотлової і унутрішньокотлової води, запобігання утворенню накипу та інших причин підвищеного зносу котельної установки. Вказаний документ повинний бути розроблений з урахуванням вимог інструкцій підприємств-виготівників котлів, типових інструкцій і застосовних галузевих стандартів.

Наявність на судні інструкції по моніторингу якості і обробці котлової води повинна перевірятися інспектором Регістра при проведенні первинного огляду для надання судну додаткового знаку **BMS**.

12.3.2 Інструкція по моніторингу якості і обробленню котлової води повинна містити:

.1 технічні дані і короткий опис технології водопідготовки і застосовного обладнання;

- .2 графік, обсяги і методи контролю якості води;
- .3 перелік і схема точок добору проб;
- .4 норми якості додаткової, живильної, котлової води і конденсату;
- .5 перелік реактивів, необхідних для обробки води і для суднової водної лабораторії;
- .6 інформацію по регенерації фільтрів (якщо застосовно);
- .7 рекомендації по консервації котлів в період їхнього знаходження в неробочому стані.

12.3.3 На судні повинний бути передбачений спеціальний судновий журнал по моніторингу котельної установки, в який необхідно вносити наступну інформацію:

- дані по обслуговуванню котла згідно з рекомендаціями виробника і результати огляду котла;
- результати аналізів по хімічному контролю води;
- заходи, що вживаються, по забезпеченню нормативних показників живильної і котлової води;
- заходи, що проводяться, по технічному обслуговуванню топкового пристрою згідно з рекомендаціями виготівника;
- періодична перевірка спрацювання блокувань і захисту автоматичного топкового пристрою, вказаних в 5.3 частини X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском».

12.4 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ ДО СУДЕН ЗІ ЗНАКОМ BMS

12.4.1 Додаткові вимоги до котельних установок суден з додатковим знаком BMS.

12.4.1.1 Повинні бути передбачені спеціальні пристрої для дозування хімічних речовин і додавання їх в котлову і живильну воду.

12.4.1.2 Повинні бути передбачені штатні засоби для добору репрезентативних проб котлової і живильної води при безпечній температурі (наприклад, шляхом встановлення охолоджувача проб).

12.4.1.3 Повинні бути передбачені засоби безперервного раннього виявлення підвищеної солоності, які повинні подавати негайний сигнал про надходження у систему солоної води.

12.4.1.4 У конденсатно-живильній системі повинні бути передбачені засоби безперервного раннього виявлення нафтопродуктів або перевезеного вантажу в котловій і живильній воді.

12.4.1.5 Для видалення кисню живильна вода перед поданням в котел повинна витримуватись у відкритому резервуарі (наприклад, контрольній цистерні, теплому ящику або спеціальному деаераторі) при температурі не нижче 80°C.

12.4.1.6 Повинні бути передбачені штатні засоби контролю перепаду тиску перед і після утилізаційних котлів.

12.4.2 Моніторинг якості котлової, додаткової та живильної води.

12.4.2.1 Живильна вода повинна містити мінімальну кількість розчинених солей, газів, органічних речовин і нерозчинних зважених часток.

Основними контрольованими в процесі моніторингу показниками якості води є загальна жорсткість, вміст хлоридів, кисню і нафтопродуктів.

12.4.2.2 Якість котлової води повинна підтримуватися і документуватися відповідно до рекомендованих граничних значень показників якості живильної і котлової води, вказаних виробником котла.

Якщо спеціальні вказівки виробника котла відсутні, для котлів з робочим тиском не більше 2МПа слід керуватися нормами якості живильної і котлової води, вказаними в табл. 12.4.2.2.

12.4.2.3 Дотримання норм водного режиму повинне регулюватися за допомогою штатних приладів і періодичного аналізу води в берегових лабораторіях.

Моніторинг котлової і живильної води штатними приладами на судні повинен проводитися не рідше, ніж кожні 24 години.

Результати аналізу повинні бути зафіксовані в спеціальному судновому журналі.

12.4.2.4 Аналіз котлової води в берегових лабораторіях повинен робитися не рідше ніж 1 раз в місяць, результати якого повинні зберігатися на судні.

12.4.2.5 У усіх випадках відхилення від встановлених норм склад котлової води повинен негайно коригуватися.

Допустимими засобами здійснення дотримання норм водного режиму є забезпечення максимального повернення конденсату, верхнє і нижнє продування, докотлова хімічна обробка живильної і додаткової води, хімічна обробка води усередині котла.

На судні може бути прийнятий інший ніж хімічна обробка спосіб забезпечення якості води у ви-падку якщо обґрунтована його еквівалентність.

12.4.2.6 Водні режими котлів повинні щорічно аналізуватися судновласником і при необхідності коригуватися.

За даними аналізів (досліджень) виявлених твердих відкладень в котлі, а також корозійних пошкоджень металу повинні бути вироблені заходи по вдосконаленню його водного режиму для виключення твердих відкладень і корозійних ушкоджень.

Таблиця 12.4.2.2.

Найменування води	Показник якості	Одиниця виміру	Газотрубні котли	Водотрубні і комбіновані котли
Живильна вода	загальна жорсткість	мг-екв/л	не більше 0,5	не більше 0,3
	вміст мастила і нафтопродуктів	мг/л	не більше 3	не більше 3
	вміст кисню	мг/л	не більше 0,1	не більше 0,1
	хлориди	мг/л	не більше 50	не більше 15
Конденсат	хлориди	мг/л	не більше 50	не більше 15
Дистилят ³	загальна жорсткість	мг-екв/л	-	не більше 0,05
Додаткова вода ³	загальна жорсткість	мг-екв/л	не більше 8	не більше 5
Котлова вода	хлориди	мг/л	не більше 8000	не більше 1200
	лужне число	мг/л	150 - 200	150 - 200
	залишкова жорсткість	мг-екв/л	не більше 0,4	не більше 0,2
	загальний солевміст	мг/л	не більше 13000	не більше 3000
	фосфатне число ¹	мг/л	30 - 60	30 - 60
	нітратне число ¹	мг/л	75 - 100 ²	75 - 100 ²
<i>Примітки:</i> ¹ Контролюється для котлів, переведених на фосфатно-нітратний режим. ² Значення нітратного числа повинно складати 50% фактичного лужного числа. ³ Контролюється в процесі приготування додаткової води.				

12.4.3 Додаткові вимоги до котлів суден з додатковим знаком BMS.

12.4.3.1 Котел повинен відповідати вимогам щодо міцності і конструкції, які викладені в частині X «Котли, теплообмінні апарати та посудини під тиском».

Котел не повинен мати ознак яких-небудь ушкоджень, не задокументованих і погоджених з Регістром при проведенні останнього ремонту.

Наявність заглушених труб не допускається.

Поверхні нагрівання котла не повинні містити сажі, шламу, лускатості, слідів перегріву металу. Елементи котла не повинні мати видимих деформацій і несправностей.

12.4.3.2 Котел повинен забезпечувати можливість внутрішніх оглядів водопарового і топкового просторів.

Якщо котел має елементи, не доступні для внутрішнього огляду, то після проведення внутрішнього огляду повинна забезпечуватися можливість проведення гідравлічних випробувань пробним тиском рівним 1,25 робочого.

13. ЯКІСНИЙ АНАЛІЗ ВІДМОВ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ І РУЛЬОВОГО ПРИСТРОЮ НА ПАСАЖИРСЬКИХ СУДНАХ

13.1 ОБЛАСТЬ ПОШИРЕННЯ

13.1.1 Вимоги цього розділу стосуються якісного аналізу відмов пропульсивної установки і рульового пристрою на нових пасажирських судах довжиною 120м і більше, або які мають три і більше головні вертикальні зони (див. **2.2.6.1** частини VI «Протипожежний захист»), відповідно з вимогами правила 21 частини II-2 Конвенції СОЛАС з поправками (резолюція ІМО MSC.216(82), додаток 3).

13.1.2 Для суден, які мають принаймні два незалежних засоби руху і керування судном відповідно до вимог Конвенції СОЛАС з поправками щодо безпечного повернення судна в порт, необхідно надати наступне:

.1 дані щодо наслідків відмови усього обладнання і систем внаслідок пожежі у будь-якій частині судна або затоплення будь-якого водонепроникного відсіку, яка може негативно вплинути на працездатність пропульсивної установки і рульового пристрою;

.2 рішення щодо забезпечення працездатності пропульсивної установки і рульового пристрою у випадку відмов, зазначених у **13.1.2.1**.

13.1.3 Для суден, які не повинні відповідати вимогам безпечного повернення в порт, необхідно виконати аналіз відмови одиничного обладнання і пожежі у будь-якій частині судна для того-то, щоб надати дані і можливі рішення для підвищення працездатності пропульсивної установки і рульового пристрою.

13.2 СИСТЕМИ, ЯКІ ПІДЛЯГАЮТЬ АНАЛІЗУ

13.2.1 Якісний аналіз відмов повинний охоплювати обладнання пропульсивної установки і рульового пристрою, а також усі системи, що стосовні до них, які можуть порушити працездатність пропульсивної установки і рульового пристрою.

13.2.2 Якісний аналіз відмов повинний включати:

.1 пропульсивні двигуни і двигуни приводу генератора (двигуни внутрішнього згоряння, електродвигуни);

.2 системи передачі енергії (валопроводи, підшипники, силові перетворювачі, трансформатори, струмознімальні системи);

.3 рульовий пристрій (привід стерна або еквівалентний пристрій у випадку застосування ЗАКС, балер стерна з підшипником та ущільненнями, стерно, силову установку та пускорегулювальну апаратуру, місцеві системи керування та індикації, дистанційні системи керування та індикації, апаратуру зв'язку);

.4 рушії (гребний гвинт, ЗАКС (ГСК), водометний пристрій);

.5 основні системи енергопостачання (електричні генератори і системи розподілу, траси кабелю, гідравлічні та пневматичні системи);

.6 допоміжні системи відповідального призначення (стиснутого повітря, палива, мастила, водяного охолодження, вентиляції, зберігання та витрати палива);

.7 системи керування і контролю (допоміжні електричні ланцюги та кола, джерела живлення, захисні системи безпеки, системи керування електроенергетичною системою живлення, системи керування та автоматизації);

.8 обслуговуючі системи (освітлення, вентиляції).

Для того щоб проаналізувати наслідки пожежі або затоплення одного із відсіків, необхідно проаналізувати розташування і загальну схему обладнання і систем.

13.3 КРИТЕРІЇ ВІДМОВ

13.3.1 Відмови – відхилення від нормального режиму роботи, такі як вихід із ладу або невірне спрацювання елемента чи системи, що робить неможливим виконання передбаченої або необхідної функції.

13.3.2 Якісний аналіз відмов повинний ґрунтуватися на критеріях одиничної відмови (а не на двох окремих відмовах, що виникають одночасно).

13.3.3 Якщо одинична відмова викликає відмову більше ніж одного елемента в системі (відмова за загальною причиною), усі відмови повинні аналізуватися разом.

13.3.4 Якщо відмова приводить до наступних відмов, необхідно усі відмови аналізуватися разом.

13.4 ПЕРЕВІРКА РІШЕНЬ

13.4.1 Суднобудівне підприємство повинне надати Регістру звіт про виконання аналізу.

Аналіз повинний містити наступну інформацію:

- .1** стандарти, які використовувалися для аналізу проєкту;
- .2** мета аналізу;
- .3** будь-які допущення, зроблені у процесі виконання аналізу;
- .4** обладнання, система чи підсистема, режим роботи обладнання;
- .5** можливі види відмов і прийнятні відхилення від виконання передбаченої або необхідної функції.
- .6** оцінку локальних наслідків (наприклад, відмова подачі палива) і оцінку впливу на систему в цілому (наприклад, утрату пропульсивної потужності) по кожному виду відмов залежно від обставин;
- .7** випробування і перевірки, необхідні для підтвердження висновків.

Примітка. Усі зацікавлені сторони (Регістр, судовласник, суднобудівне підприємство і підприємство-виробник) повинні бути, по можливості, залучені до підготовки звіту.

13.4.2 Звіт повинний бути наданий до схвалення проєкту.

Звіт може бути наданий у двох частинах:

- .1** попередній аналіз (відразу після отримання вихідних схем різних відсіків і пропульсивної установки, які можуть бути підставою для обговорення), що включає структурне оцінювання усіх систем відповідального призначення, що забезпечують працездатність пропульсивної установки;
- .2** заключний звіт по остаточному проєкту з детальною оцінкою будь-якої «критичної» системи, виявленої у попередньому звіті.

13.4.3 Перевірка даних звіту повинна бути погоджена Регістром і суднобудівним підприємством.

14 ВИМОГИ ДО СУДЕН НА ВІДПОВІДНІСТЬ ЗНАКУ IWS У СИМВОЛІ КЛАСУ

14.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ І СФЕРА ПОШИРЕННЯ

14.1.1 Суднам, побудованим відповідно до вимог цієї частини, до основного символу класу додається додатковий знак **IWS** (in-water survey) (див. **2.2.35** ч.І «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден), який вказує на підготовленість судна до проведення огляду підводної частини корпусу судна на плаву.

14.1.2 Умови, при яких можуть проводитися огляди підводної частини судна на плаву, вказані в **2.5** частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС).

14.2 ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

У складі проєктної документації судна в побудові повинні бути надані креслення маркування, що нанесене на бортову і днищеву обшивку для ідентифікації танків.

14.3 ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ

До основного символу класу додатковий знак **IWS** може бути доданий суднам, які задовольняють наступним додатковим вимогам.

14.3.1 Судно повинно мати додатковий знак **TMS (Tailshaft Modified Survey)** у символі класу (див. **2.2.35** ч.І «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден), або конструкція гребного вала і валопроводу судна повинна задовольняти вимогам частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС) для мінімального інтервалу між оглядами 5 років.

14.3.2 Інтервал між повним оглядом головних ЗАКС (у разі встановлення на судні) не повинен бути менше 5 років відповідно до частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС).

14.3.3 Підводна частина корпусу судна повинна бути захищена від корозії за допомогою відповідної системи антикорозійного захисту, що складається з комбінації системи покриттів і катодного захисту.

14.3.4 Необхідно передбачити можливість промивання кінгстонних ящиків під водою, якщо необхідно. Для цих цілей закриття приймальних решіток повинні мати таку конструкцію, щоб вони могли безпечно відкриватися і закриватися водолазом.

14.3.5 Для підшипників балера стерна на водяному змащенні повинні бути передбачені заходи для можливості вимірювання зазорів балера стерна і штирів стерна на плаву.

14.3.6 Підводна частина корпусу судна повинна мати маркування.

Поперечні і поздовжні орієнтовні лінії довжиною близько 300мм і шириною не менше 25мм повинні бути нанесені в якості маркування. Відмітки повинні бути постійними, виконані за допомогою зварювання або аналогічним способом, а також пофарбовані в контрастний колір.

Маркування, як правило, наноситься в наступні місця:

- на плоске днище в районах перетину перегородок танків або водонепроникних флорів з поздовжніми днищевими балками;
- на борту судна в районах поперечних перегородок (маркування не повинне виходити більш ніж на 1м вище скулової обшивки);
- на місце перетину подвійного дна з водонепроникним флором в районі бортів судна;
- на усі приймальні та відливні забортні отвори.

Літерні і числові коди повинні бути нанесені на обшивку для ідентифікації цистерн, приймальних та відливних забортних отворів.

15 ВИМОГИ ДО СУДЕН, ПРИСТОСОВАНИХ ДО ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БЕЗ ПОСТАНОВКИ В ДОК З МОЖЛИВІСТЮ ОГЛЯДУ ПІДВОДНОЇ ЧАСТИНИ СУДНА НА ПЛАВУ

15.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ І СФЕРА ПОШИРЕННЯ

15.1.1 Суднам, побудованим у відповідності до вимог цього розділу до основного символу класу додається додатковий знак **UWILD** або **UWILD-S** згідно з **2.2.38** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден. Присвоєння додаткового знака не є обов'язковим і виконується за бажанням судновласника. Ці вимоги застосовуються до стоякових суден, спроектованих з урахуванням забезпечення можливості заміни оглядів підводної частини судна у доку альтернативними методами оглядів (до таких відносяться нафто і газосховища, плавучі електростанції тощо). В окремих випадках може виникнути необхідність погодження застосування цього знаку із Адміністрацією Держави прапору (в залежності від вимог Адміністрації, а також при застосуванні до судна Конвенції СОЛАС).

15.1.2 Умови, за яких можуть виконуватися огляди підводної частини судна на плаву, вказані в **2.5** частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС).

15.2 ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

15.2.1 У складі проєктної документації судна в побудові, на доповнення до **4.2** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден, повинна бути надана наступна документація (С – для схвалення, П – для погодження, ДІ – для інформації):

.1 пояснювальна записка з обґрунтуванням можливості експлуатації судна без постановки судна в док на протязі запланованого терміну строку служби, проведення періодичних оглядів зовнішньої обшивки корпусу зсередини з забезпеченням вільного проходу інспектора Регістра по конструкціям судна у всіх напрямках при оглядах (П);

.2 наставлення по засобам доступу до конструкцій зсередини та ззовні, у тому числі опис процедур (з використанням водолазів або інших технічних засобів), встановлення і кріплення необхідних для обслуговування і оглядів донно-заборотної арматури тимчасових заглушок, закриттів або інших конструкцій під водою, які забезпечують вільний доступ (С);

.3 креслення встановлення донно-заборотної арматури і застосовних на судні засобів, які дозволяють виконувати її обслуговування без постановки судна в док (С);

.4 відомості про застосовані покриття для протикорозійного захисту днищевої та бортової обшивки підводної частини судна зсередини і ззовні (ДІ) з підтвердженням, обґрунтуванням на гарантії виготовлювача покриттів корпусу, що покриття, які застосовані на підводній частині корпусу судна, розроблені з врахуванням їх збереження на протязі визначеного періоду часу (вказується термін служби судна або можливий термін експлуатації судна без постановки в док), і що покриття буде залишатися ефективним на протязі указанного терміну (наданий документ повинен бути погоджений із виготовлювачем покриття). Інформація надається у складі специфікації захисних покриттів, що вимагається згідно з **4.2.3.20.23** частини I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден;

.5 якщо застосовне, інформація про встановлення анодного захисту, вказівки по відновленню встановлених анодів на зовнішньому корпусі судна на плаву (наданий документ повинен бути узгоджений з виготовлювачем покриття в частині сумісності);

.6 якщо застосовне, специфікація катодного захисту і схема її встановлення (наданий документ повинен бути узгоджений з виготовлювачем покриття в частині сумісності);

.7 проєкт програми огляду підводної частини на плаву, у тому числі, з використанням підводного телебачення, який враховує конструктивні особливості судна (С).

В проєкті програми повинні бути також визначені і обґрунтовані періоди оглядів підводної частини судна на плаву з використанням підводного телебачення, якщо такі відрізняються від встановлених в **2.5** частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС) (схвалюється підрозділами Регістра, які виконують технічний нагляд за побудовою).

15.3 ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ

15.3.1 Знак **UWILD** або **UWILD-S** може бути присвоєний суднам, які задовольняють наступним вимогам.

15.3.1.1 Судно повинне відповідати вимогам розділу 14 частини VII «Механічні установки» до додаткового знаку підготовленості судна до огляду підводної частини судна на плаву і мати в основному символі класу знак **IWS** (in-water survey), (див. 2.2.35 ч.І «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден), який вказує на підготовленість судна до проведення огляду підводної частини корпусу судна на плаву.

15.3.1.2 Судно повинне мати словесну характеристику **Berth-connected ship (G)**, або **(S)**, або **(W)**. Для умов експлуатації **Berth-connected ship (S)** і **(W)** у місці стоянки судна повинна бути забезпечена безпечна для роботи водолаза відстань від зовнішньої обшивки днища судна до дна акваторії.

15.3.1.3 Додаткові вимоги до знаків UWILD або UWILD-S.

15.3.1.3.1 Суднові простори повинні бути спроектовані таким чином, щоб була забезпечена можливість проведення періодичних оглядів зовнішньої обшивки корпусу ззовні (тобто із внутрішньої сторони). Суднові простори повинні бути пофарбовані захисним покриттям. Ефективність та термін служби захисного покриття визначаються судновласником і погоджуються з виготовлювачем. У таких просторах повинні бути також забезпечені стаціонарні засоби доступу, що дозволяють проводити огляд зовнішньої обшивки корпусу зсередини по всій площі без застосування будь-яких додаткових переносних засобів. Вирізи в корпусних конструкціях (флорах, стрингерах, перегородках тощо) повинні забезпечувати вільний прохід інспектора Регістра в усіх напрямках при оглядах.

15.3.1.3.2 Захист зовнішньої обшивки підводної частини корпусу від корозії повинен бути забезпечений за допомогою протикорозійного захисного покриття разом із застосуванням електрохімічного захисту. Ефективність такого захисту та термін його служби визначається судновласником.

15.3.1.3.3 Повинні бути передбачені засоби, що дозволяють проведення без постановки в док необхідне обслуговування, ремонт або заміну будь-якої встановленої на судні донно-заборотної арматури. Для цього можуть застосовуватися як окремі для кожної одиниці арматури зовнішні заглушки, так і герметичні закриття кінгстон них ящиків або спеціальних шахт забору води.

Встановлення тимчасових закриттів та заглушок для обслуговування донно-заборотної арматури на зовнішній обшивці нижче ватерлінії повинне виконуватися за допомогою водолаза.

15.3.1.3.4 Виконання вимог 4.3.1 частини VIII «Системи і трубопроводи» не є обов'язковим. У цьому випадку повинні бути застосовані засоби по запобіганню попадання битого льоду та шуги в приймальні отвори, повинне бути забезпечене продування приймальних решіток стиснутим повітрям або парою чи промивання зворотнім потоком води, а також повинні бути передбачені рециркуляція системи охолодження до приймальних пристроїв і обігрів донно-заборотної арматури, встановленої вище ватерлінії.

15.3.1.3.5 Якщо в конструкції судна використовується наскрізний колодець (або шахта), усередині якого встановлюється уся відливна та приймальна арматура, то повинна бути передбачена можливість його закриття і осушення для проведення робіт з донно-заборотною арматурою. Якщо в такій шахті використовуються занурені насоси без донно-бортової арматури, то закриття і осушення такої шахти може не передбачатися, але повинна бути передбачена можливість виймати занурені насоси для технічного обслуговування.

15.3.1.3.6 Тільки для стоянкового судна зі знаком **UWILD-S** усі системи та механізми, які використовують тимчасово відключені одиниці донно-заборотної арматури, повинні залишатися в працездатному стані з використанням резервування відключених елементів систем заборотної води. При цьому повинна бути передбачена можливість проведення будь-яких видів технічного обслуговування та оглядів без переривання нормальної експлуатації стоянкового судна за прямим призначенням.

15.3.1.4 Можливість збереження знаку UWILD або UWILD-S в експлуатації.

15.3.1.4.1 Огляд підводної частини повинен виконуватися у встановлені терміни згідно із застосовними вимогами частини II «Періодичність і обсяги класифікаційних оглядів» Правил огляду суден (ПОС), з урахуванням схваленого Регістром проекту програми огляду підводної частини судна на плаву з використанням підводного телебачення (див. 15.2.7).

15.3.1.4.2 За необхідності зміни місця стоянки і/або способу переміщення судна, питання збереження знаку **UWILD** або **UWILD-S** у основному символі класу судна повинен бути погоджений із реєстром у кожному конкретному випадку.

15.3.1.4.3 Для умов експлуатації **Berth-connected ship (S)** і **(W)** в місці стоянки судна повинна бути забезпечена безпечна для роботи водолаза відстань від зовнішньої обшивки днища судна до дна акваторії.

15.3.1.4.4 У випадку виявлення дефектів, які не задовольняють вимогам Регістра, повинна бути забезпечена можливість ремонту будь-якої корпусної конструкції в підводній частині на плаву за схваленою із Регістром технологією під наглядом Регістру. У випадку, якщо виконання ремонту на плаву технічно є неможливим, ремонт повинне бути виконаний шляхом доковання судна.».

ОЦІНКА УТОМНОЇ МІЦНОСТІ ПРОМІЖНИХ ВАЛІВ, ВИГОТОВЛЕНИХ ІЗ СТАЛІ ПІДВИЩЕНОЇ МІЦНОСТІ

1. ОБЛАСТЬ ПОШИРЕННЯ

1.1 Загальні положення.

1.1.1 Ці вимоги застосовуються до проміжних валів, що виготовлені із легованої сталі з границею плинності більше ніж 800МПа, але не перевищуючою 950МПа.

1.1.2 Цей розділ Правил містить основну інформацію щодо оцінки утомної міцності сталі шляхом проведення випробувань на утомність при крученні.

Метою проведення випробувань є задоволення вимог до утомної міцності матеріалу проміжного валу, які рівнозначні вимогам до матеріалів валів, що вказані у відповідних розділах Правил. Утомна міцність при крученні застосованого матеріалу повинна бути рівною або більшою, ніж допустиме напруження при крутильних коливаннях τ , яке визначається за формулами (8.3.1).

1.1.3 Хімічний склад кувань повинен відповідати мінімальним вимогам, зазначеним у табл. 3.7.2.3-2 підрозділу 3.7 частини XIII «Матеріали» приділяючи особливу увагу до концентрації сірки, фосфору і кисню. Хімічний склад, властивості структури і механічні властивості повинні відповідати відповідним вимогам частини XIII «Матеріали» і повинні надаватися на розгляд Регістру.

2. ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

2.1 Для проведення випробувань використовуються зразки з надрізом і без надрізу.

Для розрахунку коефіцієнта напружень зразка з надрізом, зниження коефіцієнта утомної міцності β повинно бути оцінено з урахуванням найбільше строгої концентрації при крученні у критеріях проектування.

Шорсткість циліндричної поверхні зразків повинна бути строго менше ніж 0,2мкм R_a .

На зразках не допускається наявність слідів механічної обробки і дефектів, що перевіряється при двадцятикратному оптичному збільшенню відповідно до розділу 8.4 ISO 1352 (в Україні - ДСТУ ISO 13520:10).

Методика проведення випробувань повинна відповідати вимогам розділу ISO 1352.

2.2. Умови проведення випробувань наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

1	Вид навантаження	Кручення
2	Коефіцієнт навантаження	$R = 1$
3	Форма коливань	Постійна синусоїдальна
4	Форма відображення	Крива Веллера (S-N крива)
5	Максимальна кількість циклів	1×10^7
6	Вид зразка	З надрізом і без надрізу

2.3 Ступінь чистоти поверхні визначається відповідно з методом А згідно з ISO 4967 і регламентується табл. 2.3.

Проби для виготовлення зразків добираються від кожної плавки. Зразки повинні піддаватися ультразвуковому контролю згідно з 3.7.7.2 частини XIII «Матеріали» до проведення випробувань.

Таблиця 2.3

Група	Вид	Максимальне значення
Тип А	тонкий	1
	товстий	1
Тип В	тонкий	1,5
	товстий	1
Тип С	тонкий	1
	товстий	1
Тип D	тонкий	1
	товстий	1
Тип DS	-	1

3 МЕТОДИКА ОЦІНЮВАННЯ УТОМНОЇ МІЦНОСТІ

3.1 Сумарні напруження, які витримує матеріал проміжного вала, повинні бути рівними або перевищувати значення, які обчислюються за наступними формулами:

для багатоциклічних навантажень:

$$\tau_{11} \geq \tau_{11=0} = (\sigma_B + 160) \cdot C_k \cdot C_d / 6 \quad (3-1)$$

для малоциклічних навантажень:

$$\tau_{12} \geq (1,7 \cdot \tau_{11}) / \sqrt{C_k} \quad (3-2)$$

де:

τ_1 - допустимі напруження в зразку при безперервних коливаннях при крученні, МПа (див. 8.3.1);

σ_B – отримана мінімальна границя міцності вала, МПа;

C_k – коефіцієнт конструктивного типу; при виборі коефіцієнта концентрації напружень scf при розрахунку C_k для зразка без надрізу, приймається $scf = 1$ (див. табл. 8.3.1);

C_d – масштабний коефіцієнт (див. 8.2.1).

Регістр судноплавства України

**ПРАВИЛА
КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ
МОРСЬКИХ СУДЕН**

**ЧАСТИНА VII
МЕХАНІЧНІ УСТАНОВКИ**

Регістр судноплавства України
04070, Київ, вул. Петра Сагайдачного, 10
<https://ur.ua>